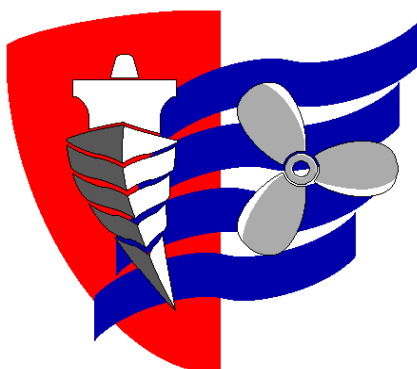


ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

PROYECTO DE GRÚA PARA IZAR BARCOS DEPORTIVOS

(Crane project to hoist sports boats)

Para acceder al Título de Grado en

INGENIERÍA MARÍTIMA

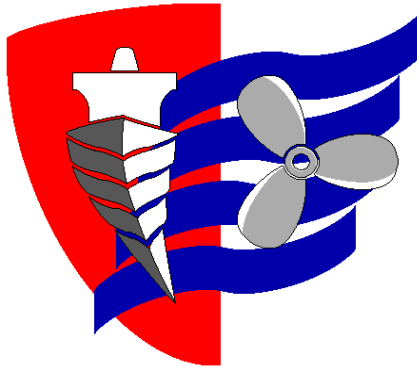
Autor: Alejandro Soria Durán

Director: Fernando Fadón Salazar

Septiembre - 2018

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

**PROYECTO DE GRÚA PARA IZAR BARCOS
DEPORTIVOS**

(Crane project to hoist sports boats)

Para acceder al Título de Grado en

INGENIERÍA MARÍTIMA

Septiembre - 2018

1. INDICE**2. MEMORIA**

2.1. OBJETO	16
2.2. ALCANCE.....	16
2.3. ANTECEDENTES	17
2.4. NORMAS Y REFERENCIAS.....	18
2.4.1. DISPOSICIONES LEGALES Y NORMAS APLICADAS	18
2.4.2. PROGRAMAS DE CÁLCULO	20
2.5. REQUISITOS DE DISEÑO.....	21
2.5.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA GRÚA	21
2.5.1.1. <i>DESCRIPCIÓN GENERAL DE LAS PARTES DE LA GRÚA</i>	21
2.5.1.2. <i>DIMENSIONES PRINCIPALES DE LA GRÚA</i>	22
2.5.1.3. <i>ZONA DE FUNCIONAMIENTO</i>	25
2.5.2. MATERIALES EMPLEADOS	25
2.5.2.1. <i>PROTECCIÓN DE LOS MATERIALES</i>	26
2.5.3. FUNCIONAMIENTO CON VIENTO	26
2.5.4. PRESTACIONES DE LA GRÚA	27
2.5.4.1. <i>VIDA ÚTIL DE LA GRÚA</i>	27
2.5.4.2. <i>CAPACIDAD DE CARGA</i>	27
2.5.4.3. <i>MOVIMIENTOS DE LA GRÚA</i>	28
2.5.5. ESTUDIO DE MERCADO	29
2.6. ANÁLISIS DE SOLUCIONES.....	30
2.6.1. CLASIFICACIÓN DE LAS GRÚAS	30
2.6.2. GRÚAS PORTUARIAS FIJAS	31
2.6.2.1. <i>GRÚAS PEQUEÑAS</i>	32
2.6.3. ANÁLISIS GENERAL DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA.....	34
2.7. RESULTADOS FINALES	36
2.7.1. DESCRIPCIÓN DE LA ESTRUCTURA DE LA GRÚA.....	36
2.7.1.1. <i>PLUMA</i>	38
2.7.1.2. <i>CONTRAPESO</i>	39
2.7.1.3. <i>COLUMNA FIJA</i>	40
2.7.1.4. <i>CIMENTACIÓN</i>	43
2.7.1.5. <i>SISTEMA DE ANCLAJE</i>	44
2.7.1.6. <i>ESCALERA PRINCIPAL CON GUARDAHOMBRE</i>	45
2.7.1.7. <i>PLATAFORMA CIRCULAR</i>	46

2.7.1.8.	ESCALERA SECUNDARIA	47
2.7.1.9.	BARANDILLA DE SEGURIDAD	47
2.7.1.10.	EQUIPO ELÉCTRICO	48
2.7.2.	DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA GRÚA	49
2.7.2.1.	MECANISMO DE GIRO	49
2.7.2.2.	MECANISMO DE ELEVACIÓN Y TRASLACIÓN	53
2.7.3.	INSTRUCCIONES DE INSTALACIÓN Y MONTAJE	54
2.7.3.1.	FASE DE CIMENTACIÓN Y FIJACIÓN DE LA COLUMNA	54
2.7.3.2.	MONTAJE DEL RODAMIENTO DE GIRO	55
2.7.3.3.	MANDOS E INSTALACIÓN ELÉCTRICA	56
2.7.3.4.	MONTAJE DEL MECANISMO DE GIRO	57
2.7.3.5.	MONTAJE DE LA PLUMA	57
2.7.3.6.	MONTAJE DEL POLIPASTO	57
2.7.4.	SISTEMAS DE SEGURIDAD	58
2.7.4.1.	SISTEMA DE SEGURIDAD DEL POLIPASTO	59
2.7.4.2.	SISTEMA DE SEGURIDAD DEL MOTOR-REDUCTOR DE GIRO	61
2.7.5.	MANTENIMIENTO Y CUIDADOS DE LA GRÚA	61
2.7.5.1.	MANTENIMIENTO DE LA ESTRUCTURA	61
2.7.5.2.	MANTENIMIENTO DEL RODAMIENTO DE GIRO	62
2.7.5.3.	MANTENIMIENTO DEL MOTOR-REDUCTOR DE GIRO	63
2.7.5.4.	MANTENIMIENTO DEL POLIPASTO	63
2.7.5.5.	MANTENIMIENTO ALIMENTACIÓN ELÉCTRICA	64
2.7.6.	CONSIDERACIONES MEDIOAMBIENTALES	64
2.7.6.1.	RECURSOS E INFRAESTRUCTURA	64
2.7.6.2.	CONSUMO ELÉCTRICO	65
2.7.6.3.	ASPECTOS SOCIALES	65
2.7.6.4.	CONTAMINACIÓN DEL ENTORNO	66
2.7.6.5.	FASE DE DESMANTELACIÓN	66
2.8.	PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO	67
2.9.	BIBLIOGRAFÍA	74

INDICE DE TABLAS

Tabla 1: Dimensiones y características principales de la grúa. [Fuente: el autor]	24
Tabla 2: Planificación del diseño de la grúa. [Fuente: el autor]	71
Tabla 3: Planificación de las tareas de construcción. [Fuente: el autor]	73

INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Partes principales de la grúa. [Fuente: el autor].....	22
Figura 2: Dimensiones principales de la grúa. [Fuente: el autor]	23
Figura 3: Movimientos de la grúa. [Fuente: el autor]	29
Figura 4: Grúa pico pato. [Fuente: http://www.itpsl.es/catalogo_pdf/gruas.pdf]	32
Figura 5: Grúa ligera. [Fuente: http://www.itpsl.es/catalogo_pdf/gruas.pdf]	33
Figura 6: Grúa cartela. [Fuente: http://www.itpsl.es/catalogo_pdf/gruas.pdf]	34
Figura 7: Grúa portuaria para izar barcos deportivos. [Fuente: el autor]	37
Figura 8: Pluma, sección central y contrapluma. [Fuente: el autor]	39
Figura 9: Sección pluma. [Fuente: el autor]	39
Figura 10: Contrapeso. [Fuente: el autor]	40
Figura 11: Columna fija. [Fuente: el autor]	41
Figura 12: Zona de mecanización en la columna. [Fuente: roteisa.es]	42
Figura 13: Cartelas superiores. [Fuente: el autor]	42
Figura 14: Cono base. [Fuente: el autor]	43
Figura 15: Cimentación. [Fuente: el autor]	44
Figura 16: Sistema de anclaje. [Fuente: el autor]	45
Figura 17: Sistema de nivelación. [Fuente: gantrail]	45
Figura 18: Escalera principal. [Fuente: el autor]	46
Figura 19: Plataforma circular. [Fuente: el autor]	46
Figura 20: Escalera secundaria. [Fuente: el autor]	47
Figura 21: Barandilla de seguridad. [Fuente: el autor]	48
Figura 22: Armario eléctrico. [Fuente: el autor]	48
Figura 23: Mando por botonera. [Fuente: el autor]	49
Figura 24: Mecanismo de giro. [Fuente: el autor]	50
Figura 25: Polipasto birrail de cable, carril y finales de carrera. [Fuente: el autor]	54
Figura 26: Limitador de carga mecánico y electrónico. [Fuente: Motorman.es - Limitadores de carga]	59

3. ANEXOS

ANEXO 1: CÁLCULOS

3.1. RESUMEN DE LAS DIMENSIONES Y CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE LA GRÚA.....	7
3.2. DIMENSIONAMIENTO DE LA ESTRUCTURA.....	9
3.2.1. INTRODUCCIÓN	9
3.2.2. CLASIFICACIÓN DE LOS MECANISMOS Y DEL APARATO	10
3.2.2.1. <i>CLASIFICACIÓN DE LOS MECANISMOS</i>	10
3.2.2.1.1. MECANISMO DE IZADO Y TRASLACIÓN	13
3.2.2.1.2. MECANISMO DE GIRO.....	15
3.2.2.2. <i>CLASIFICACIÓN DEL APARATO</i>	16
3.3. DESCRIPCIÓN Y EVALUACIÓN DE SOLICITACIONES SOBRE LA ESTRUCTURA	19
3.3.1. SOLICITACIONES PRINCIPALES	19
3.3.2. SOLICITACIONES DEBIDAS A MOVIMIENTOS VERTICALES	19
3.3.3. SOLICITACIONES DEBIDAS A MOVIMIENTOS HORIZONTALES	21
3.3.4. SOLICITACIONES DEBIDAS A EFECTOS CLIMÁTICOS	22
3.3.5. DETERMINACIÓN DE COMBINACIONES DE SOLICITACIONES	28
3.3.6. MÉTODO EMPLEADO EN EL CÁLCULO	30
3.3.7. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS	31
3.4. ESFUERZOS PRODUCIDOS EN LA GRÚA	38
3.4.1. REACCIONES PRODUCIDAS EN LA ESTRUCTURA.....	38
3.4.2. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS	39
3.5. DIMENSIONAMIENTO DEL CONTRAPESO.....	40
3.6. DIMENSIONAMIENTO DE LA PLUMA.....	41
3.6.1. PLANTEAMIENTO DE LA PLUMA	41
3.6.2. DETERMINACIÓN DE LAS SOLICITACIONES DE LA PLUMA	42
3.6.3. CASOS DE COMBINACIÓN DE SOLICITACIONES	43
3.6.4. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DE LA PLUMA	46
3.7. DIMENSIONAMIENTO DE LA COLUMNA	53
3.7.1. PLANTEAMIENTO DE LA COLUMNA.....	53
3.7.2. DETERMINACIÓN DE LAS SOLICITACIONES DE LA COLUMNA.....	54
3.7.3. CASOS DE COMBINACIÓN DE SOLICITACIONES	55
3.7.4. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DE LA COLUMNA.....	57
3.7.5. PANDEO DE LA COLUMNA.....	63
3.8. DIMENSIONAMIENTO DE LA CIMENTACIÓN Y DEL ANCLAJE.....	66

3.8.1. DIMENSIONAMIENTO DE LA ZAPATA	66
3.8.1.1. CÁLCULO DE LA PRESIÓN DEL TERRENO MÁXIMA EN FUNCIÓN DE LAS DIMENSIONES DE LA ZAPATA	70
3.8.1.2. COMPROBACIONES EN EL DISEÑO DE LA ZAPATA	73
3.8.2. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DE LA ZAPATA.....	79
3.8.3. DIMENSIONAMIENTO DEL ANCLAJE	84
3.8.3.1. DISEÑO DE LA PLACA DE ANCLAJE	85
3.8.3.2. CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE LA PLACA DE ANCLAJE	86
3.8.3.3. CÁLCULO DE LOS PERNOS DE ANCLAJE.....	88
3.8.4. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DEL SISTEMA DE ANCLAJE	93

ANEXO 2: ANÁLISIS ESTRUCTURAL MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS

3.9. ANÁLISIS ESTRUCTURAL MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS	97
--	----

ANEXO 3: CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DE LA GRÚA

3.10. DIMENSIONADO DE LOS ELEMENTOS	107
3.10.1. ELECCIÓN DEL RODAMIENTO DE LA GRÚA	107
3.10.1.1. DISEÑO CONSTRUCTIVO DEL RODAMIENTO DE LA GRÚA	107
3.10.1.2. CARGAS Y ESFUERZOS SOBRE EL RODAMIENTO.....	108
3.10.1.3. FACTORES DE CARGA PARA LA SELECCIÓN DEL RODAMIENTO.....	113
3.10.1.4. CARACTERÍSTICAS DE LA SELECCIÓN.....	115
3.10.1.5. SELECCIÓN DEL RODAMIENTO	116
3.10.1.6. TORNILLOS DE FIJACIÓN.....	120
3.10.1.7. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DEL RODAMIENTO DE GIRO.....	122
3.10.2. CÁLCULO DEL PIÑÓN DE GIRO	126
3.10.2.1. DIMENSIONAMIENTO DEL PIÑÓN DE GIRO	127
3.10.2.2. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DEL PIÑÓN DE GIRO.....	129
3.10.2.3. COMPROBACIONES.....	130
3.10.2.4. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DEL PIÑÓN DE GIRO.....	150
3.10.3. CONJUNTO MOTOR-REDUCTOR.....	155
3.10.3.1. SOLICITACIONES SOBRE LA CORONA.....	155
3.10.3.2. ELECCIÓN DEL REDUCTOR.....	156
3.10.3.3. DIMENSIONAMIENTO DEL REDUCTOR	162
3.10.3.4. ELECCIÓN DEL MOTOR.....	163

3.10.3.5. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DEL MOTOR-REDUCTOR.....	168
3.10.4. ACOPLAMIENTO FLEXIBLE	171
3.10.5. MECANISMO DE ELEVACIÓN Y TRASLACIÓN.....	172
3.10.5.1. ELECCIÓN DEL POLIPASTO.....	173
3.10.5.2. TOPES FINAL DE CARRERA.....	179
3.10.5.3. SELECCIÓN DEL CARRIL DE RODADURA	179

ANEXO 4: CATÁLOGOS DE LOS FABRICANTES

3.11. GRANDES RODAMIENTOS ROTHE ERDE.....	181
3.12. REDUCTORES BONFIGLIOLI	193
3.13. MOTORES BONFIGLIOLI	198
3.14. ACOPLAMIENTO FLEXIBLE	201
3.15. POLIPASTO DE CABLE.....	206
3.16. RODAMIENTO DE BOLAS SKF	210

INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Dimensiones principales. [Fuente: el autor]	7
Figura 2: Parámetros del coeficiente de sombra	26
Figura 3: Solicitaciones que actúan sobre la estructura (amarillo y rojo) y fuerzas debidas al viento sobre la estructura (verde). [Fuente: el autor]	37
Figura 4: Fuerzas debidas al peso propio y reacciones. [Fuente: el autor]	40
Figura 5: Fuerzas debidas al peso propio y reacciones en la pluma. [Fuente: el autor]	53
Figura 6: Fuerzas debidas al peso propio y reacciones en la columna. [Fuente: el autor].....	62
Figura 7: Macizo de anclaje[Fuente: Ernst, 1961b]	67
Figura 8: Macizo de anclaje. [Fuente: Larrodé, Miravete]	68
Figura 9: Fuerzas que actuan en la zapata. [Fuente: Larrodé, Miravete].....	70
Figura 10: Zapata rigida/flexible. [Fuente: el autor]	74
Figura 11: Comprobación estabilidad. [Fuente: Larrodé, Miravete].....	75
Figura 12: Distribución trapezoidal de tensiones. [Fuente: Larrodé, Miravete].	77
Figura 13: Distribución triangular de tensiones. [Fuente: Larrodé, Miravete]	78
Figura 14: Estabilidad al vuelco. [Fuente: Larrodé, Miravete]	79
Figura 15: Ley de repartición uniforme en una zona de la placa. [Fuente: Larrodé, Miravete].....	88

Figura 16: Patilla normalizada [Fuente: Fornons].....	91
Figura 17: Conjunto de la cimentación. [Fuente: el autor].....	96
Figura 18: Esfuerzos soportados por el rodamiento.....	109
Figura 19: Cargas sobre la grúa.....	110
Figura 20: Fuerzas a considerar para la selección del rodamiento. [Fuente: el autor].....	112
Figura 21: Sección característica de la serie KD 600.....	117
Figura 22: Nomenclatura engranajes de dientes rectos.[Fuente: ingemecanica].....	128
Figura 22: Acoplamiento.....	162
Figura 23: Entrada reductor.....	162
Figura 24: Tipo de sollicitación, DEMAG.....	173
Figura 25: Disposición del cable de 4/1.....	175

INDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1: Características y dimensiones principales de la grúa. [Fuente: el autor]</i>	<i>8</i>
<i>Tabla 2: Clases de utilización de los mecanismos. [Fuente: FEM]</i>	<i>11</i>
<i>Tabla 3: Coeficientes nominales del espectro de cargas para los mecanismos, Km. [Fuente: FEM]</i>	<i>12</i>
<i>Tabla 4: Grupos de clasificación de mecanismos completos. [Fuente: FEM]</i>	<i>13</i>
<i>Tabla 5: Clasificación de los mecanismos. [Fuente: el autor].....</i>	<i>16</i>
<i>Tabla 6: Clases de utilización de los aparatos. [Fuente: FEM].....</i>	<i>16</i>
<i>Tabla 7: Coeficiente nominal del espectro de cargas para los aparatos. [Fuente: FEM]</i>	<i>18</i>
<i>Tabla 8: Grupos de clasificación del aparato completo.</i>	<i>18</i>
<i>Tabla 9: Valores de velocidades y presiones de viento. [Fuente: FEM].....</i>	<i>23</i>
<i>Tabla 10: Valores de Cf para distintos tipos de estructuras. [Fuente: FEM]</i>	<i>25</i>
<i>Tabla 11: Determinación del coeficiente de sombra η. [Fuente: FEM].....</i>	<i>26</i>
<i>Tabla 12: Coeficiente de mayoración. [Fuente: FEM]</i>	<i>28</i>
<i>Tabla 13: Resumen de las fuerzas debidas al viento. [Fuente: el autor].....</i>	<i>37</i>
<i>Tabla 14: Cálculo del contrapeso. [Fuente: el autor].....</i>	<i>41</i>
<i>Tabla 15: Coeficiente de pandeo w. [Fuente: N. Larburu].....</i>	<i>65</i>
<i>Tabla 16: Presiones admisibles en el terreno en kg/cm² según DIN 1054</i>	<i>69</i>
<i>Tabla 17: Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino. [Fuente; Normativa ISO]</i>	<i>90</i>
<i>Tabla 18: Tabla del coeficiente m [Fuente: Fornons]</i>	<i>91</i>
<i>Tabla 19: Valores de β [Fuente: Fornons].....</i>	<i>92</i>

<i>Tabla 20: Factores de carga para la selección de rodamientos (con excepción de los tipos 13 y 21 de la serie KD 210).....</i>	<i>114</i>
<i>Tabla 21: Rodamientos serie KD 600.....</i>	<i>116</i>
<i>Tabla 22: Fuerzas de tensado y momentos de apriete.</i>	<i>121</i>
<i>Tabla 23: Tensión flectora admisible piñón acoplado.....</i>	<i>126</i>
<i>Tabla 24: Formulario de engranajes cilíndricos rectos.</i>	<i>128</i>
<i>Tabla 25: Grado de choque.</i>	<i>133</i>
<i>Tabla 26: Factor de servicio KA.....</i>	<i>133</i>
<i>Tabla 27: Tipo de curva según la calidad ISO.....</i>	<i>134</i>
<i>Tabla 28: Materiales más usuales en el diseño de engranajes.....</i>	<i>137</i>
<i>Tabla 29: Clasificación según factor de marcha.....</i>	<i>158</i>
<i>Tabla 30: Reductor epicicloidal 305 L Bonfiglioli.....</i>	<i>161</i>
<i>Tabla 31: Factor de corrección según el tipo de servicio.....</i>	<i>165</i>
<i>Tabla 32: Factor de corrección según el tipo de servicio. [Fuente: Bonfiglioli].....</i>	<i>166</i>
<i>Tabla 33: Factor de servicio del acoplamiento.....</i>	<i>172</i>
<i>Tabla 34: Criterios de selección del polipasto.....</i>	<i>176</i>
<i>Tabla 35: Tabla de selección del polipasto DEMAG.....</i>	<i>177</i>
<i>Tabla 36: Especificaciones polipasto DEMAG.....</i>	<i>178</i>
<i>Tabla 37: Dimensiones y pesos de carril tipo Llanton.....</i>	<i>179</i>
<i>Tabla 38: Perfil tipo Llanton.....</i>	<i>179</i>

INDICE DE GRAFICAS

<i>Gráfica 1: Representación de ψ en función de VL.....</i>	<i>20</i>
<i>Gráfica 2: Curva de carga límite estática.....</i>	<i>118</i>
<i>Gráfica 3: Curva de vida útil.....</i>	<i>119</i>
<i>Gráfica 4: Factor de forma YF.....</i>	<i>132</i>
<i>Gráfica 5: Factor de velocidad KV.....</i>	<i>134</i>
<i>Gráfica 6: Factor de distribución de carga KM.....</i>	<i>135</i>
<i>Gráfica 7: Factor YNT.....</i>	<i>139</i>
<i>Gráfica 8: Factor de concentración de tensiones $Y_{\delta relT}$.....</i>	<i>140</i>
<i>Gráfica 9: Factor Y_{RrelT}.....</i>	<i>141</i>
<i>Gráfica 10: Factor de tamaño Y_x.....</i>	<i>142</i>
<i>Gráfica 11: Obtención del factor ZNT.....</i>	<i>148</i>
<i>Gráfica 12: Factores de servicio.....</i>	<i>159</i>

4. PLANOS

GRÚA COMPLETA (1/10)	3
CIMENTACIÓN (2/10)	4
COLUMNA (3/10)	5
PLUMA (4/10)	6
PLATAFORMA CIRCULAR (5/10)	7
SOPORTES PLATAFORMA CIRCULAR (6/10)	8
BARANDILLA DE SEGURIDAD (7/10)	9
ESCALERA (8/10)	10
ESCALERA SECUNDARIA (9/10)	11
ARMARIO ELÉCTRICO (10/10)	12

5. PLIEGO DE CONDICIONES

5.1. DEFINICIÓN Y ALCANCE DEL PLIEGO	3
5.2. OBJETO DEL PLIEGO	3
5.3. DOCUMENTOS QUE DEFINEN LA OBRA	3
5.4. ALCANCE DE LA DOCUMENTACIÓN	4
5.5. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LAS OBRAS	4
5.6. COMPATIBILIDAD Y RELACIÓN ENTRE DICHOS DOCUMENTOS	4
5.7. DISPOSICIONES A TENER EN CUENTA	5
5.8. CONDICIONES GENERALES	6
5.8.1. CONDICIONES GENERALES FACULTATIVAS	6
5.8.2. CONDICIONES GENERALES DE EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS	10
5.8.3. CONDICIONES GENERALES ECONÓMICAS	11
5.8.4. CONDICIONES GENERALES LEGALES	18
5.9. CONDICIONES TÉCNICAS PARTICULARES	22
5.9.1. COMIENZO DE LA INSTALACIÓN	22
5.9.2. OBRA DE MADERA	24
5.9.3. ARMADURAS	24
5.9.4. ESTRUCTURA DE ACERO	25
5.10. CONDICIONES ESPECÍFICAS DE LA INSTALACIÓN	26
5.11. SEGURIDAD Y SALUD EN LA INSTALACIÓN	30

6. ESTADO DE LAS MEDICIONES

6.1. ESTADO DE LAS MEDICIONES	3
6.1.1. DISEÑO DEL PROYECTO, ESTRUCTURA PRINCIPAL Y PINTURA.....	3
6.1.2. PIEZAS FABRICADAS, COMPONENTES COMERCIALES Y MANO DE OBRA.....	4
6.1.3. MONTAJE E INSTALACIÓN, TRANSPORTE Y GRÚAS	5

7. PRESUPUESTO

7.1. EVALUACIÓN ECONÓMICA	3
7.1.1. COSTE DE DISEÑO	3
7.1.2. COSTE DE MATERIALES Y ELEMENTOS.....	3
7.1.3. COSTE DE FABRICACIÓN Y MONTAJE.....	6
7.1.4. COSTE DE TRANSPORTE Y MANIPULACIÓN.....	6
7.1.5. COSTE DE TOTAL	7

RESUMEN:

El motivo de este trabajo fin de grado es la obtención al título de graduado en Ingeniería Marítima, por la Universidad de Cantabria.

El presente proyecto es el diseño de una grúa giratoria tipo cartela de columna fija y con contrapeso, destinada a subir y bajar embarcaciones del agua en puertos deportivos, para realizar, básicamente, operaciones de conservación y reparación de las mismas.

La grúa está constituida básicamente por una columna fija, anclada a la cimentación por su base, sobre la que gira la pluma provista de un contrapeso, por medio de un rodamiento de gran diámetro.

Las principales características de la grúa es que puede cubrir un círculo completo de 360°, cuenta con una capacidad de carga de 8 Tm y 7,3 metros de alcance máximo.

Con este proyecto se pretende aportar una serie de planos generales y todos los cálculos necesarios para llegar al diseño definitivo de la grúa y de los elementos comerciales como son el motor de giro, el polipasto y el rodamiento de gran diámetro entre otros, de forma que pueda emplearse como punto de partida para grúas similares.

Tanto las cargas verticales como el momento de vuelco son absorbidos por diferentes elementos como son: la cimentación, el rodamiento de gran diámetro y el contrapeso.

La grúa está diseñada de acuerdo con las Reglamentaciones internacionales FEM (Federación Europea de la Manutención.).

Tanto el diseño como los planos de la grúa han sido realizados con el programa de CAD Autodesk Inventor profesional 2019. También con este programa hemos realizado un estudio de elementos finitos para realizar un análisis mecánico del modelo de la grúa.

PALABRAS CLAVE:

Grúa tipo cartela, barcos, materiales, carga, fuerzas.

ABSTRACT:

The reason for this final degree project is the aspiration to graduate degree in Maritime Engineering, by the University of Cantabria.

The present project is the design of a rotating crane type fixed column and counterweight, designed to raise and lower water boats in marinas, to perform, basically, operations of conservation and repair of them.

The crane is basically constituted by a fixed column, anchored to the foundation by its base, on which the pen provided with a counterweight rotates, by means of a large diameter bearing.

The main characteristics of the crane is that it can cover a complete circle of 360°, it has a load capacity of 8 Tm and a maximum range of 7.3 meters.

This project is intended to provide a series of general plans and all the necessary calculations to reach the final design of the crane and commercial elements such as the turning motor, the hoist and the large diameter bearing, among others, so that can be used as a starting point for similar cranes.

Both the vertical loads and the overturning moment are absorbed by different elements such as: the foundation, the large diameter bearing and the counterweight.

The crane is designed in accordance with the international regulations FEM (European Federation of Maintenance.).

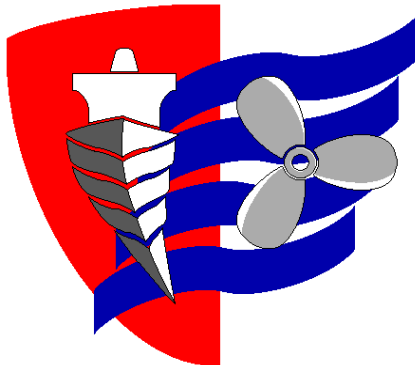
Both the design and the drawings of the crane have been made with the CAD program Autodesk Inventor Professional 2019. Also, with this program we have made a study of finite elements to carry out a mechanical analysis of the model of the crane.

KEYWORDS:

Cranes, ships, materials, cargo, forces.

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

PROYECTO DE GRÚA PARA IZAR BARCOS DEPORTIVOS

(Crane project to hoist sports boats)

Para acceder al Título de Grado en

INGENIERÍA MARÍTIMA

2. Memoria

Autor: Alejandro Soria Durán

Director: Fernando Fadón Salazar

Septiembre - 2018

2. INDICE

2.1.	OBJETO	16
2.2.	ALCANCE	16
2.3.	ANTECEDENTES	17
2.4.	NORMAS Y REFERENCIAS	18
2.4.1.	DISPOSICIONES LEGALES Y NORMAS APLICADAS	18
2.4.2.	PROGRAMAS DE CÁLCULO	20
2.5.	REQUISITOS DE DISEÑO	21
2.5.1.	DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA GRÚA	21
2.5.1.1.	<i>DESCRIPCIÓN GENERAL DE LAS PARTES DE LA GRÚA</i>	21
2.5.1.2.	<i>DIMENSIONES PRINCIPALES DE LA GRÚA</i>	22
2.5.1.3.	<i>ZONA DE FUNCIONAMIENTO</i>	25
2.5.2.	MATERIALES EMPLEADOS	25
2.5.2.1.	<i>PROTECCIÓN DE LOS MATERIALES</i>	26
2.5.3.	FUNCIONAMIENTO CON VIENTO	26
2.5.4.	PRESTACIONES DE LA GRÚA	27
2.5.4.1.	<i>VIDA ÚTIL DE LA GRÚA</i>	27
2.5.4.2.	<i>CAPACIDAD DE CARGA</i>	27
2.5.4.3.	<i>MOVIMIENTOS DE LA GRÚA</i>	28
2.5.5.	ESTUDIO DE MERCADO	29
2.6.	ANÁLISIS DE SOLUCIONES	30
2.6.1.	CLASIFICACIÓN DE LAS GRÚAS	30
2.6.2.	GRÚAS PORTUARIAS FIJAS	31
2.6.2.1.	<i>GRÚAS PEQUEÑAS</i>	32
2.6.3.	ANÁLISIS GENERAL DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA	34
2.7.	RESULTADOS FINALES	36
2.7.1.	DESCRIPCIÓN DE LA ESTRUCTURA DE LA GRÚA	36
2.7.1.1.	<i>PLUMA</i>	38
2.7.1.2.	<i>CONTRAPESO</i>	39
2.7.1.3.	<i>COLUMNA FIJA</i>	40
2.7.1.4.	<i>CIMENTACIÓN</i>	43
2.7.1.5.	<i>SISTEMA DE ANCLAJE</i>	44
2.7.1.6.	<i>ESCALERA PRINCIPAL CON GUARDAHOMBRE</i>	45
2.7.1.7.	<i>PLATAFORMA CIRCULAR</i>	46
2.7.1.8.	<i>ESCALERA SECUNDARIA</i>	47
2.7.1.9.	<i>BARANDILLA DE SEGURIDAD</i>	47
2.7.1.10.	<i>EQUIPO ELÉCTRICO</i>	48
2.7.2.	DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA GRÚA	49
2.7.2.1.	<i>MECANISMO DE GIRO</i>	49
2.7.2.2.	<i>MECANISMO DE ELEVACIÓN Y TRASLACIÓN</i>	53

2.7.3.	INSTRUCCIONES DE INSTALACIÓN Y MONTAJE	54
2.7.3.1.	FASE DE CIMENTACIÓN Y FIJACIÓN DE LA COLUMNA	54
2.7.3.2.	MONTAJE DEL RODAMIENTO DE GIRO	55
2.7.3.3.	MANDOS E INSTALACIÓN ELÉCTRICA	56
2.7.3.4.	MONTAJE DEL MECANISMO DE GIRO	57
2.7.3.5.	MONTAJE DE LA PLUMA	57
2.7.3.6.	MONTAJE DEL POLIPASTO	57
2.7.4.	SISTEMAS DE SEGURIDAD	58
2.7.4.1.	SISTEMA DE SEGURIDAD DEL POLIPASTO	59
2.7.4.2.	SISTEMA DE SEGURIDAD DEL MOTOR-REDUCTOR DE GIRO	61
2.7.5.	MANTENIMIENTO Y CUIDADOS DE LA GRÚA	61
2.7.5.1.	MANTENIMIENTO DE LA ESTRUCTURA	61
2.7.5.2.	MANTENIMIENTO DEL RODAMIENTO DE GIRO	62
2.7.5.3.	MANTENIMIENTO DEL MOTOR-REDUCTOR DE GIRO	63
2.7.5.4.	MANTENIMIENTO DEL POLIPASTO	63
2.7.5.5.	MANTENIMIENTO ALIMENTACIÓN ELÉCTRICA	64
2.7.6.	CONSIDERACIONES MEDIOAMBIENTALES	64
2.7.6.1.	RECURSOS E INFRAESTRUCTURA	64
2.7.6.2.	CONSUMO ELÉCTRICO	65
2.7.6.3.	ASPECTOS SOCIALES	65
2.7.6.4.	CONTAMINACIÓN DEL ENTORNO	66
2.7.6.5.	FASE DE DESMANTELACIÓN	66
2.8.	PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO	67
2.9.	BIBLIOGRAFÍA	74

INDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1: Dimensiones y características principales de la grúa.</i> [Fuente: el autor]	24
<i>Tabla 2: Planificación del diseño de la grúa.</i> [Fuente: el autor]	71
<i>Tabla 3: Planificación de las tareas de construcción.</i> [Fuente: el autor]	73

INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Partes principales de la grúa. [Fuente: el autor]	22
Figura 2: Dimensiones principales de la grúa. [Fuente: el autor]	23
Figura 3: Movimientos de la grúa. [Fuente: el autor]	29
Figura 4: Grúa pico pato. [Fuente: http://www.itpsl.es/catalogo_pdf/gruas.pdf]	32

Figura 5: Grúa ligera. [Fuente: http://www.itpsl.es/catalogo_pdf/gruas.pdf]	33
Figura 6: Grúa cartela. [Fuente: http://www.itpsl.es/catalogo_pdf/gruas.pdf]	34
Figura 7: Grúa portuaria para izar barcos deportivos. [Fuente: el autor]	37
Figura 8: Pluma, sección central y contrapluma. [Fuente: el autor]	39
Figura 9: Sección pluma. [Fuente: el autor]	39
Figura 10: Contrapeso. [Fuente: el autor]	40
Figura 11: Columna fija. [Fuente: el autor]	41
Figura 12: Zona de mecanización en la columna. [Fuente: roteisa.es]	42
Figura 13: Cartelas superiores. [Fuente: el autor]	42
Figura 14: Cono base. [Fuente: el autor]	43
Figura 15: Cimentación. [Fuente: el autor]	44
Figura 16: Sistema de anclaje. [Fuente: el autor]	45
Figura 17: Sistema de nivelación. [Fuente: gantrail]	45
Figura 18: Escalera principal. [Fuente: el autor]	46
Figura 19: Plataforma circular. [Fuente: el autor]	46
Figura 20: Escalera secundaria. [Fuente: el autor]	47
Figura 21: Barandilla de seguridad. [Fuente: el autor]	48
Figura 22: Armario eléctrico. [Fuente: el autor]	48
Figura 23: Mando por botonera. [Fuente: el autor]	49
Figura 24: Mecanismo de giro. [Fuente: el autor]	50
Figura 25: Polipasto birrail de cable, carril y finales de carrera. [Fuente: el autor]	54
Figura 26: Limitador de carga mecánico y electrónico. [Fuente: Motorman.es - Limitadores de carga]	59

DEFINICIONES Y ABREVIATURAS

Abreviaturas

AENOR (Agencia Española de Normalización)

CTE (Código Técnico de la Edificación)

EHE (Instrucción de Hormigón Estructural)

EF (Elementos finitos)

FEM (Federación Europea de Manutención)

HA (Hormigón armado)

HL (Hormigón de limpieza)

NTE (Normas Tecnológicas de la Edificación)

OGSHT (Ordenanza de Seguridad e Higiene en el Trabajo)

RD (Real Decreto)

RSU (Residuos Sólidos Urbanos)

UNE (Una Norma Española)

Símbolos y denominaciones

Símbolo	Unidades	Denominación
$a=a_G$	m/s ²	Aceleración
$a' = D$	mm	Diámetro exterior de la columna Distancia de funcionamiento
a_1	mm	Longitud de la placa de anclaje
A	m ²	Área
	m ²	Superficie expuesta al viento
	-	Coeficiente engranaje
A_e	m ²	Superficie expuesta al viento mayorada con superficies de posibles agujeros interiores
A_c	mm ²	Área de la sección útil
A_s	mm ²	Área de la sección de la armadura a tracción
	mm ²	Área resistente del vástago en la zona de la rosca del tornillo
A_{Sreal}	mm ²	Área real del acero
A_t	mm ²	Área resistente del perno
b	mm	Distancia que separa las caras enfrentadas entre el perfil de cálculo y el intermedio
	mm	Altura del diente
	mm	Ancho de cara del engranaje
	mm	Anchura de la viga
$b' = v$	mm	Vuelo físico de la placa
B	mm	Diámetro del taladro
	-	Coeficiente engranaje
c	mm	Canto del perfil
c_1	mm	Juego de pie

C	-	Coeficiente de forma en el cálculo de solicitaciones debidas al viento
C_d o Ψ	-	Coeficiente dinámico para movimientos de elevación
$C_S = S$	-	Coeficiente o factor de seguridad
C.D.G.	m	Centro de gravedad
C_{sd}	-	Coeficiente de seguridad frente al deslizamiento
d	mm mm mm	Distancia desde el eje y hasta al eje y' Diámetro primitivo Profundidad de la zapata
d'	mm	Diámetro de funcionamiento
d_0	mm	Distancia nominal
d_a	mm	Diámetro de cabeza
d_b	mm	Diámetro de base
d_c	mm	Distancia de tallado
d_f	mm	Diámetro de pie
D_a	mm	Diámetro exterior del rodamiento
D_i	mm	Diámetro interior del rodamiento
D_L	mm	Diámetro del círculo de rodadura del rodamiento
e = t	mm mm	Distancia Espesor
E	N/mm^2	Módulo de elasticidad o de Young
ED	%	Factor de marcha
f_{cd}	N/mm^2	Resistencia de cálculo del hormigón

f_{cd}	N/mm^2	Resistencia de cálculo del hormigón
f_{ck}	N/mm^2	Límite elástico del hormigón
F_{in}	N	Fuerza de inercia
f_L	-	Factor de servicio
f_m	-	Factor de corrección de la potencia
f_s	-	Factor de servicio
f_{stat}	-	Factor de carga estático
f_{yd}	N/mm^2	Resistencia de cálculo del acero
f_{yk}	N/mm^2	Límite elástico del acero
F	N	Fuerza
F_a	kN	Fuerza axial
F_{h2}	-	Factor de duración
F_t	N	Fuerza tangencial
F_u	-	Factor de servicio acoplamiento
F_v	N	Fuerza debida al viento
$F_{vcA} = W_3$	N	Fuerza del viento en servicio sobre la carga
F_{vcB}	N	Fuerza del viento fuera de servicio sobre la carga
$F_{vcolA} = W_2$	N	Fuerza del viento en servicio sobre la columna
F_{vcolB}	N	Fuerza del viento fuera de servicio sobre la columna
$F_{vconA} = W_1$	N	Fuerza del viento en servicio sobre el contrapeso
F_{vconB}	N	Fuerza del viento fuera de servicio sobre el contrapeso
F_{vpluA}	N	Fuerza del viento en servicio sobre la pluma

F_{vpluB}	N	Fuerza del viento fuera de servicio sobre la pluma
$F_{vplu'A}$	N	Fuerza del viento en servicio sobre la contrapluma
$F_{vplu'B}$	N	Fuerza del viento fuera de servicio sobre la contrapluma
g	m/s^2 mm	Aceleración de la gravedad ($9,81 m/s^2$) Distancia al extremo próximo de la placa de los anclajes
G	giros	Vida útil del rodamiento
h	mm mm m	Altura de la viga Altura total del diente Anchura/Longitud de la zapata
h_a	mm	Altura de cabeza
h_f	mm	Altura del pie
H	mm	Altura total rodamiento
i	-	Relación de transmisión
i_{min}	-	radio de giro
I	$kg \cdot m^2$	Momento de inercia de masa
I_x	mm^4	Momento de inercia respecto al eje x
I_y	mm^4	Momento de inercia respecto al eje y
j	mm	Juego circunferencial
k	-	Factor de carga Coeficiente experimental
K_A	-	Factor de aplicación o servicio
$K_{\Phi\beta}$	-	Factor de distribución de carga
K_v	-	Factor dinámico o de velocidad

L	m m	Recorrido medio del gancho Longitud de pandeo
$L_{col} = f$	m	Longitud total de la columna
$L_{con} = g$	m	Distancia desde el eje de giro hasta el centro de gravedad del contrapeso
$L'_{con} = a_2$	m	Distancia desde el eje de giro hasta el centro de gravedad de la contrapluma
$L_{plu} = L_{máx}$	m	Distancia desde el eje de giro hasta el punto de aplicación de la carga
$L_{plu'} = f$	m	Distancia desde el eje de giro hasta el final de la pluma
m	kg - mm mm	Masa Coeficiente numérico Vuelo de cálculo zapata Módulo engranaje
$M = \gamma_S$ M	N·m -	Momento flector Coeficiente según el tipo de grúa
M^*	N·m	Momento flector mayorado
M_C	N·m N·m	Momento flector en la base de la columna Momento flector debido al peso propio de la carga
M_{con}	N·m	Momento flector debido al peso propio del contrapeso
M_k	kN·m	Momento de vuelco
M_r	N·m	Par de rozamiento de arranque
M_{r2}	N·m	Par requerido de salida
M_{vc}	N·m	Momento flector debido a la acción del viento sobre la carga

M_{vcol}	N·m	Momento flector debido a la acción del viento sobre la columna
M_{vcon}	N·m	Momento flector debido a la acción del viento sobre el contrapeso
n	min^{-1} ciclos/h -	Velocidad de giro Número de ciclos Número de pernos/tornillos
N	N	Esfuerzo axial
N^*	N	Esfuerzo axial mayorado
p	kg/cm ² - -	Presión zapata Coeficiente según el tipo de rodamiento Número de polos
p_b	mm	Paso de base
P	kW	Potencia
P_u	kW	Potencia nominal
P_r	kW	Potencia requerida
q	Pa	Presión estática
Q_{col}	N	Peso propio de la columna
$Q_{con}=G=G_4$	N	Peso del contrapeso
Q_L	N	Solicitud debida al peso de la carga
Q_{LC}	N	Solicitud debida al levantamiento de la carga
Q_{met}	N	Peso del mecanismo de elevación y traslación
$Q_{mg}=0$	N	Peso del mecanismo de giro
$Q_{plu} = A =$ $A_1 = G_1$	N	Peso propio de la pluma

$Q_{plu'} = A_2 = G_2$	N	Peso propio de la contrapluma
Q_c	N	Peso de la carga útil más accesorios
Q_x	mm^3	Momento estático eje x
Q_y	mm^3	Momento estático eje y
r	mm mm	Recubrimiento Radio de acuerdo de la viga
r_1	m	Distancia desde la base de la columna hasta el punto de aplicación de la fuerza del viento sobre el contrapeso
r_2	m	Distancia desde la base de la columna hasta el punto de aplicación de la fuerza del viento sobre la carga
r_G	m	Distancia desde el eje de giro hasta el centro de gravedad del objeto considerado
R	N	Reacción
R'	mm	Radio polar
R_c	N	Reacción vertical en la base de la columna
R_d	N/mm^2	Resistencia de cálculo
R_t	μm	Rugosidad superficial
s	mm	Espesor alma
s_b	mm	Espesor de base
S_G	N	Solicitaciones debidas al peso propio
S_H	N	Solicitaciones debidas a movimientos horizontales

S_L	N	Solicitaciones debidas a la carga de servicio
S_T	N	Solicitaciones debidas a efectos de choque
S_W	N	Solicitaciones debidas al viento en servicio
$S_{Wmáx}$	N	Solicitud debida al viento máximo
t	s mm	Tiempo Espesor ala
t_a	s	Tiempo de aceleración
t_{min}	s	Tiempo mínimo que tarda la pluma en alcanzar la velocidad de giro de la misma
$T=M_t=J$	N·mm	Momento torsor
v	m/s mm	Velocidad de desplazamiento Vuelo físico de la zapata
v_L	m/s	Velocidad de elevación
v_t	m/s	Velocidad tangencial
V_w	m/s	Velocidad del viento
V	N	Esfuerzo cortante
Vol	m^3	Volumen
W	mm^4	Módulo resistente
W_x	mm^3	Módulo resistente respecto al eje x
W_y	mm^3	Módulo resistente respecto al eje y
$x=e$	m mm	Excentricidad Desplazamiento
y	mm	Distancia desde la línea neutra hasta la fibra más traccionada o comprimida
Y_F	-	Factor de forma

Y_{NT}	-	Factor de vida p duración a fatiga en el pie del diente
Y_{RrelT}	-	Factor relativo de superficie
Y_{ST}	-	Factor de corrección de la tensión
Y_X	-	Factor de tamaño
Y_ε	-	Coefficiente de recubrimiento
Y_β	-	Coefficiente para engranajes helicoidales
$Y_{\sigma relT}$	-	Factor relativo de sensibilidad a la entalla
Z	-	Número de dientes
Z	N	Esfuerzo de tracción a resistir por los anclajes
Z_B	-	Factor de contacto único en el piñón
Z_D	-	Factor de contacto único en la rueda
Z_E	-	Factor de elasticidad o material
Z_H	-	Factor de zona o geométrico
Z_{NT}	-	Factor de vida o duración a presión superficial
Z_X	-	Factor de tamaño
Z_ε	-	Factor del grado de recubrimiento
Z_β	-	Factor del ángulo de hélice
β	°	Ángulo de inclinación
	-	Coefficiente de corrección
	-	Factor de reducción
ρ	kg/m ³	Densidad
ρ_1	-	Coefficiente de mayoración de la carga nominal prevista en los ensayos dinámicos Cuantía geométrica de la armadura de tracción

ρ_2	-	Coeficiente de mayoración de la carga nominal prevista en los ensayos estáticos
τ	N/mm ²	Tensión tangencial o cortante
ξ	-	Coeficiente experimental
η	- %	Coeficiente de sombra Rendimiento
η_d	%	Rendimiento dinámico
ω_{\max}	rpm	Velocidad de giro máxima de la pluma
ϕ	° mm	Ángulo de rozamiento interno del terreno Ángulo de la barra
γ_c	-	Coeficiente de minoración de la resistencia del hormigón
γ_f	-	Coeficiente de mayoración de acciones
γ_s	-	Coeficiente de minoración de la resistencia del acero
λ	- -	Coeficiente experimental Esbeltez mecánica
Δr	mm	Margen de recubrimiento
μ	-	Coeficiente de rozamiento
α	° rad/s ²	Ángulo de presión Aceleración angular
α_v	°	Ángulo de funcionamiento
ε	-	Recubrimiento frontal
σ	N/mm ²	Tensión normal
σ_{adm}	N/mm ²	Tensión de comparación
σ_{F0}	N/mm ²	Tensión nominal en la base del diente
σ_{Flim}	N/mm ²	Resistencia a fatiga en el pie del diente
σ_{H0}	N/mm ²	Tensión nominal en el punto de contacto sobre la circunferencia primitiva
σ_{Hlim}	N/mm ²	Resistencia a fatiga a presión superficial
σ_t	N/mm ²	Resistencia de cálculo del perno
$\sigma_u=f_u$	N/mm ²	Resistencia de cálculo, tensión de rotura o última del acero
σ_y	N/mm ²	Tensión de fluencia o límite elástico

2.1. OBJETO

El objeto de este trabajo de fin de grado es el diseño y definición de una grúa portuaria tipo cartela que puede ser instalada en un puerto deportivo para poder izar cualquier tipo de embarcaciones deportivas. A su vez debido a la gran precisión de movimientos de que dispone se puede emplear también para realizar operaciones de reparación de motores y embarcaciones.

El proyecto se centrará en una grúa de columna fija y pluma giratoria 360°, con un alcance variable de 6 metros y una tara de 8 toneladas.

La finalidad de este proyecto es definir el tipo de grúa que queremos construir, para ello nos basaremos en otros tipos de grúas que existen en el mercado adaptándolas a nuestros requisitos, aportando los cálculos y planos necesarios, cumpliendo con la normativa vigente para que el proyecto sea viable.

En este documento no vamos a entrar en el aparatado del sistema eléctrico ni de operación de la grúa, pero sí que definiremos los mecanismos que se deberán instalar, así como los motores eléctricos.

2.2. ALCANCE

En el presente proyecto se pretende abarcar todos los aspectos relacionados con el diseño y construcción de la estructura de esta grúa, atendiendo a las características y elementos que la componen.

Para poder obtener los resultados acordes a la realidad se emplearán metodologías de cálculo y diseño teniendo como referencia catálogos de otras grúas existentes en el mercado y adecuándolas a nuestro caso particular, con el fin de poder conseguir un proyecto que sea competitivo en el mercado actual. Por ello se va a realizar un documento relativo a calidad y precio final.

Como la calidad y precio están relacionados, haremos un estudio de los materiales que emplearemos para la construcción, con su debida certificación que veremos más adelante.

Para que todos los conceptos sobre la fabricación y montaje de la grúa queden suficientemente claros, se va a emplear un criterio de simplificación de problemas y sencillez de soluciones. Por lo que emplearemos métodos clásicos de cálculo de estructuras y resistencia de materiales.

Los elementos ajenos a la estructura principal, como son los motores eléctricos, rodamientos de giro, acoplamientos y polipastos, se seleccionarán de proveedores existentes mediante catálogo.

Emplearemos el software de dibujo Autodesk Inventor Profesional para diseñar la estructura de la grúa en 3D con sus correspondientes planos. Con el mismo programa, realizaremos simulaciones sobre las solicitaciones y esfuerzos que tendrá que soportar la estructura. También utilizaremos el programa de cálculo Microsoft Excel para ayudarnos en las operaciones y cálculos a realizar.

No se incluye en este proyecto el diseño y cálculo de la instalación eléctrica ni la alimentación de los motores, pero sí que se hará una pequeña descripción de los componentes imprescindibles para poder entender bien el proyecto final.

Por último, se incluyen una serie de instrucciones y recomendaciones de instalación y montaje, mantenimiento, seguridad, salud y consideraciones medioambientales.

2.3. ANTECEDENTES

Este tipo de grúa podrá instalarse en cualquier puerto, siempre que en el lugar del emplazamiento tengamos el espacio suficiente para que pueda maniobrar adecuadamente. A su vez se podrán realizar modificaciones cuando sea necesario, pero realizando un cálculo de esfuerzos previo para comprobar que la estructura es resistente con las nuevas solicitaciones de carga.

Con respecto a la capacidad de izado de la grúa, hemos tenido en cuenta que el peso máximo sea de 8 toneladas, de acuerdo a que con esa capacidad de

izado cubrimos la gran mayoría de barcos deportivos de tamaño medio.

A la hora de elegir que material es el más idóneo para llevar a cabo la construcción de la grúa, nos ayudaremos de los catálogos para seleccionar el más adecuado a nuestro proyecto, así como el que nos permita ajustar mejor el precio final siempre que cumpla con las condiciones de carga y la normativa vigente.

2.4. NORMAS Y REFERENCIAS

2.4.1. DISPOSICIONES LEGALES Y NORMAS APLICADAS

Al tratarse del diseño de una grúa portuaria, nos apoyaremos en la normativa elaborada por la Federación Europea de Manutención (FEM), que está formada por los fabricantes europeos en estrecha colaboración con las universidades y Organismos de Normalización. En España la entidad encargada de recoger las principales normas y traducirlas es la Agencia Española de Normalización (AENOR) y que son publicadas como normas UNE (Una Norma Española).

Por lo tanto, para llevar a cabo la realización de los cálculos estructurales, de los elementos y dispositivos de seguridad, se tiene que cumplir con las especificaciones descritas en las normas UNE referentes a las grúas.

Normas UNE (en especial, la serie 58 relativa a aparatos de elevación):

- UNE 58-112-91. Grúas y aparatos de elevación. Clasificación.

Parte 1: General.

Parte 4: Grúas pluma.

- UNE 58-105-76. Aparatos pesados de elevación. Normas de Seguridad.
- UNE 58-113-85. Grúas. Acción del viento.
- UNE 58-132-91. Aparatos de elevación. Reglas de cálculo.

Parte 1: Clasificación. Símbolos y denominaciones utilizadas.

Parte 2: Solicitaciones y casos de solicitaciones que deben intervenir en el cálculo de las estructuras y de los mecanismos.

Parte 3: Cálculo de las estructuras y de las uniones.

Parte 4: Cálculo y elección de los elementos mecánicos.

Parte 6: Reglas de seguridad.

- UNE 58-136-92. Aparatos de elevación. Grúas de pluma. Disposición y características de los accionamientos.
- UNE-EN 13852. Grúas. Grúas marítimas.

Parte 1: Grúas marítimas para uso general.

- UNE 58-139-92. Aparatos de elevación. Información a suministrar.

Parte 4: Grúas de pluma.

- UNE 58-152-04. Grúas. Disponibilidad. Vocabulario.
- UNE 58-153-01. Grúas. Dispositivos de anclaje según las condiciones de servicio y fuera de servicio.

Parte 4: Grúas con pluma.

- UNE-EN 10025-2:2006: Productos laminados en caliente de aceros para estructuras.

Parte 2: Condiciones técnicas de suministro de los aceros estructurales no aleados.

Norma ISO 6336 – Capacidad de carga de engranajes de dientes rectos y de dientes helicoidales.

Reales Decretos:

- Real Decreto 2291/1985, Reglamento de Aparatos de Elevación y Manutención.
- Real Decreto 1435/1992, de 27 de noviembre, por el que se dictan las disposiciones de aplicación de la Directiva del Consejo 89/392/CEE relativa a la aproximación de las legislaciones de los estados miembros sobre máquinas.
- Real Decreto 56/1995, de 20 de enero, por el que se modifica el Real Decreto 1435/92, de 27 de noviembre, relativo a las disposiciones de aplicación de la Directiva del Consejo 89/392/CEE, sobre máquinas.
- Real Decreto 1215/1997, de 18 de julio, Reglamento de Seguridad en Máquinas, por el que se establecen las condiciones mínimas de seguridad y salud para la utilización por los trabajadores de los equipos de trabajo (Transposición de la directiva del Consejo 89/655/CEE).
- Real Decreto 1829/1995, de 10 de noviembre, por el que se aprueba la norma básica de la edificación NBE EA-95. Estructuras de acero en edificación.

2.4.2. PROGRAMAS DE CÁLCULO

Para realizar el presente proyecto se ha empleado el software de dibujo Autodesk Inventor profesional, con el que realizaremos el diseño en 3D de la grúa y sus respectivos planos, además de calcular con él las situaciones de cargar.

Emplearemos también el para realizar cálculos el programa Microsoft Excel.

Utilizaremos para la redacción del proyecto el programa Microsoft Word.

2.5. REQUISITOS DE DISEÑO

2.5.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA GRÚA

2.5.1.1. DESCRIPCIÓN GENERAL DE LAS PARTES DE LA GRÚA

Este tipo de grúas están compuestas fundamentalmente por la columna fija que está anclada en su base mediante una cimentación adecuada. En la parte superior de la columna fija se dispone el mecanismo mediante el cual la pluma podrá girar 360° gracias al juego de rodamientos y engranajes. Por último, tenemos la pluma sobre la que se desplaza el carro motriz.

Vamos a centrar el estudio en tres partes principales:

- Estructura de la grúa

La estructura principal de la grúa la podemos dividir en cuatro partes que son: la cimentación, el anclaje, la columna fija y la pluma.

- Mecanismo de elevación y traslación

El mecanismo de elevación y traslación está compuesto por un bloque motriz que está montado sobre un carro automotriz. Este bloque incorpora un motor eléctrico con freno electromagnético incorporado, que actúa sobre la caja reductora situada en el interior del tambor de enrollamiento del cable de elevación. Está provisto de microrruptores de final de carrera para evitar que el gancho exceda el recorrido.

En la pluma se dispone de unas guías para que el carro automotriz varié el alcance de la grúa, en dichas guías se dispone de finales de carrera al principio y final para delimitar la carrera del carro motriz y amortiguar golpes.

- Mecanismo de giro

El mecanismo de giro está situado en la parte superior de la columna fija. Se dispone de un rodamiento especial de gran diámetro situado entre la pluma y la columna, provisto de un dentado exterior. Este rodamiento

tiene capacidad de controlar el momento de vuelco que le produce la carga móvil, el viento y los esfuerzos de compresión debidos a la carga.

En un lateral de la pluma está montado solidariamente el motor reductor de giro, cuyo piñón ataca la corona dentada fija a la columna consiguiendo que la pluma pueda rotar al accionar el motor.

A continuación, se dispone de una figura en la que vemos cada parte de la estructura y mecanismos vistos anteriormente de forma esquemática. En apartados posteriores veremos cada parte con más detalle.

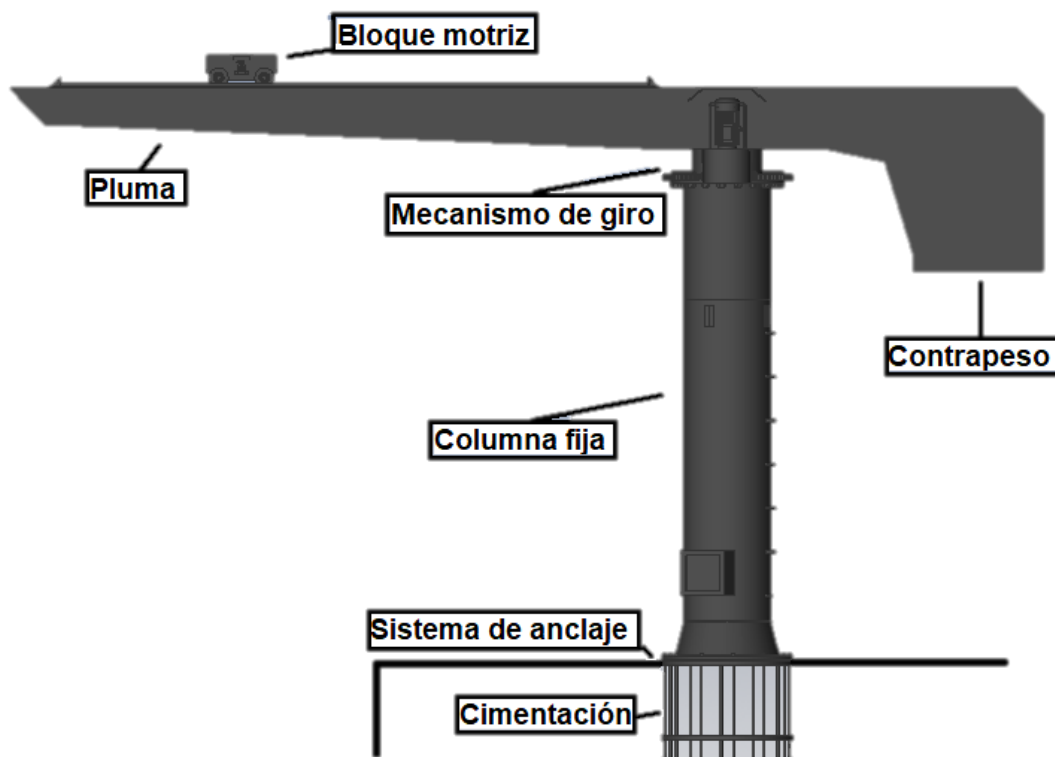


Figura 1: Partes principales de la grúa. [Fuente: el autor]

2.5.1.2. DIMENSIONES PRINCIPALES DE LA GRÚA

Las dimensiones y características de la grúa se han escogido teniendo en cuenta, el mercado de grúas existente y, por otro lado, analizando las necesidades que se deben cubrir en este proyecto en concreto.

La altura bajo gancho es de 5,7 m. Generalmente, cuanto mayor es la altura bajo gancho mejor, ya que de este modo no habrá problemas para elevar un tipo de carga normal. Este parámetro afecta a la altura total de la grúa, pero como la nuestra va a estar instalada en el exterior, la altura máxima no está acotada.

Por otro lado, el alcance máximo de la pluma es de 7,3 m , que para nuestro caso de estudio cumple con nuestras necesidades. El alcance mínimo es de 1,3 m, debido a las dimensiones del polipasto.

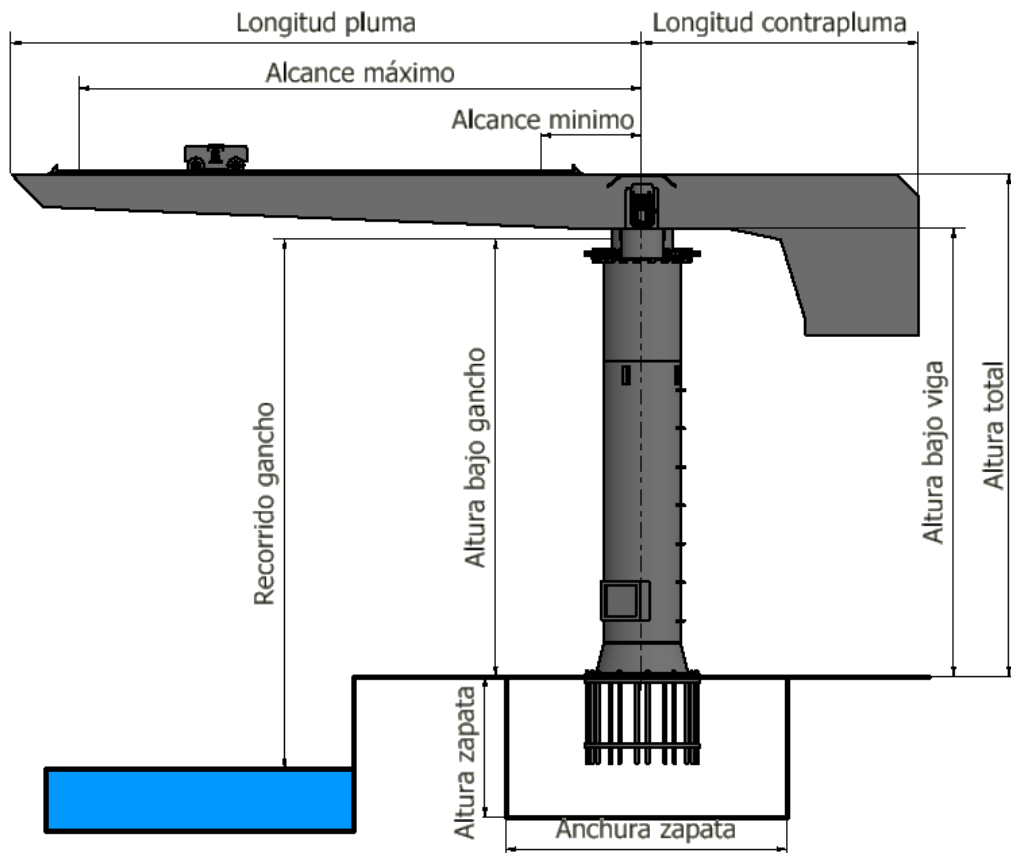


Figura 2: Dimensiones principales de la grúa. [Fuente: el autor]

Características técnicas principales	
Capacidad de carga (Tn)	8
Alcance máximo (m)	7,3
Alcance mínimo (m)	1,3
Ángulo cubierto (°)	360°
Corriente de alimentación (V)	Alterna trifásica 220/380 V a 50 Hz
Peso del polipasto (kg)	700
Peso del contrapeso (kg)	15 165
Peso estructura (kg)(Pluma+columna)	9 223
Estructura	Metálica
Sistema de traslación y elevación	Polipasto eléctrico
Sistema de giro	Eléctrico
Mando	Por botonera
Grupo FEM	M6

Dimensiones principales	
Altura total (m)	6,5
Altura bajo viga (m)	5,8
Altura bajo gancho (m)	5,7
Longitud pluma (m)	8,2
Longitud contrapluma (m)	3,6
Ancho zapata (m)	3
Altura zapata (m)	1,5
Recorrido del gancho hasta (m)	11
Cimentación (m)	4,05x4,05x1,5

Características mecanismos	
Velocidad de elevación (m/min)	4
Potencia motor elevación (kW)	12,4
Velocidad de traslación (m/min)	20
Potencia motor traslación (kW)	1,1
Velocidad de giro (rpm)	0,5
Potencia motor de giro (kW)	1,1

Tabla 1: Dimensiones y características principales de la grúa. [Fuente: el autor]

2.5.1.3. ZONA DE FUNCIONAMIENTO

Para que la grúa pueda operar sin ninguna dificultad, necesita que en la base tenga un espacio libre, de esta forma evitaremos percances cuando manipulemos una carga. Como está destinada a izar y botar barcos, tenemos que tener en cuenta además de su peso, la manga de dichas embarcaciones ya que de ella dependerá el espacio libre alrededor de la base. Por supuesto el alcance máximo de la grúa también se tiene en cuenta para calcular este espacio.

Hay que tener en cuenta que en el área que ocupa la grúa no haya cables de tendido eléctrico ni ningún otro posible impedimento que dificulte o que resulte peligroso para el correcto funcionamiento de la grúa.

2.5.2. MATERIALES EMPLEADOS

En cuanto a los materiales que vamos a emplear, principalmente será el acero. La estructura principal la realizaremos con aceros normales de construcción de grúas, en concreto el acero S275JR siguiendo la normativa vigente. Este acero tiene unas características que hace que sea la mejor opción para realizar nuestro proyecto:

- Tensión de fluencia o límite elástico: $\sigma_y = 275 \text{ MPa}$.
- Tensión de rotura: $\sigma_u = 410 \text{ MPa}$.
- Módulo de elasticidad: $E = 210\,000 \text{ MPa}$.
- Módulo de rigidez: $G = 81\,000 \text{ MPa}$.
- Densidad: $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$.

Al ser una construcción que dispone de varias partes sometidas a diferentes esfuerzos, los materiales empleados para su construcción tienen que poder soportar las sollicitaciones a las que estarán expuestos. Este es el caso de piezas específicas como son el eje de giro y el piñón de giro que necesitan un acero especial. Para el eje seleccionaremos un acero bonificado del tipo 34 CrMo 4 (F1250) con alta resistencia y tenacidad.

Para el piñón seleccionaremos un acero de cementación F-1560, cuyo límite elástico de 880 MPa permite resistir las sollicitaciones a las que se ve sometido.

Las chapas que tengan que soportar esfuerzos menores o de poca responsabilidad se emplearan aceros S235JR.

2.5.2.1. PROTECCIÓN DE LOS MATERIALES

La grúa al estar ubicada en la zona portuaria supone que este expuesta a un ambiente marino muy agresivo donde la corrosión va a ser un punto muy importante a tener en cuenta y por lo que tenemos que emplear técnicas y medidas para evitarla.

- La estructura la someteremos a un tratamiento de limpieza mediante chorro de arena, para eliminar oxidaciones superficiales, y dejar la superficie perfecta para aplicar posteriormente una capa de imprimación de tipo marino y dos capas de pintura de acabado.
- Los carriles de rodadura van pintadas con una capa de imprimación.
- El resto de componentes exteriores también estarán pintados con un antioxidante de tipo marino.
- El motor-reductor de giro tendrá una cubierta para protegerlo en caso de lluvia.
- El cable del polipasto está impregnado con una grasa especial indicada por el catálogo del fabricante que le proporciona protección contra el ambiente marino.

2.5.3. FUNCIONAMIENTO CON VIENTO

La normativa sobre aparatos de elevación y transporte contempla las sollicitaciones provocadas por el viento. Se distinguen dos velocidades límite:

1) Caso A: Grúa en servicio

La grúa puede seguir utilizándose siempre que el viento no supere los 72 km/h.

2) Caso B: Grúa fuera de servicio

Los cálculos correspondientes a la estructura de la grúa aseguran que esta resiste vientos de hasta 130 km/h.

En los casos en que el viento supere los 72 km/h, así como al final de la jornada laboral, es aconsejable desembragar el motor de giro de la grúa para que ésta se sitúe según el viento.

2.5.4. PRESTACIONES DE LA GRÚA

2.5.4.1. VIDA ÚTIL DE LA GRÚA

La vida del mecanismo representa el número de horas de funcionamiento real que se estima que va a tener el mecanismo a lo largo de su servicio.

Realizar la estimación de la vida útil nos permite clasificar correctamente el aparato según la normativa y a su vez podemos justificar los cálculos de los distintos elementos.

Para nuestro proyecto, se partirá de una duración de 15 años, contando una utilización anual de 200 días y 7 ciclos por día. Lo cual nos da como resultado una vida de 21 000 ciclos.

2.5.4.2. CAPACIDAD DE CARGA

La capacidad de carga representa en qué medida el aparato levanta la carga máxima o solamente una carga reducida.

El servicio de la grúa es la elevación de embarcaciones pequeñas hasta medianas de hasta 8 000 kg como máximo. Por lo tanto, la capacidad de carga de esta grúa es variable.

2.5.4.3. MOVIMIENTOS DE LA GRÚA

Los movimientos necesarios para este aparato de elevación son los grados de libertad necesarios para situar la carga en el lugar apropiado:

1. Movimiento de giro: Giro de la pluma y polipasto sobre la columna.
2. Movimiento de elevación: El polipasto asciende o desciende la carga colgada del gancho.
3. Movimiento de traslación: El polipasto, con movimiento de traslación, se desplaza a lo largo de la pluma.

En los movimientos de traslación y elevación, para nuestro tipo de grúa, consiste en que el polipasto este fijo a un carro de traslación que corre a lo largo de la pluma, pudiendo así abarcar un sector más amplio.

En cuanto al movimiento de giro, su zona de actuación comprende el ángulo de 360° que barre la pluma.

El carro de traslación puede ser manual o eléctrico. En este caso, ya que la capacidad de carga es elevada, el carro de traslación debe ser eléctrico. Por consiguiente, el movimiento de traslación y elevación se realizará mediante un polipasto eléctrico con carro de traslación eléctrico.

Las velocidades de actuación de los movimientos han sido elegidas por similitud a las velocidades empleadas por otros fabricantes.

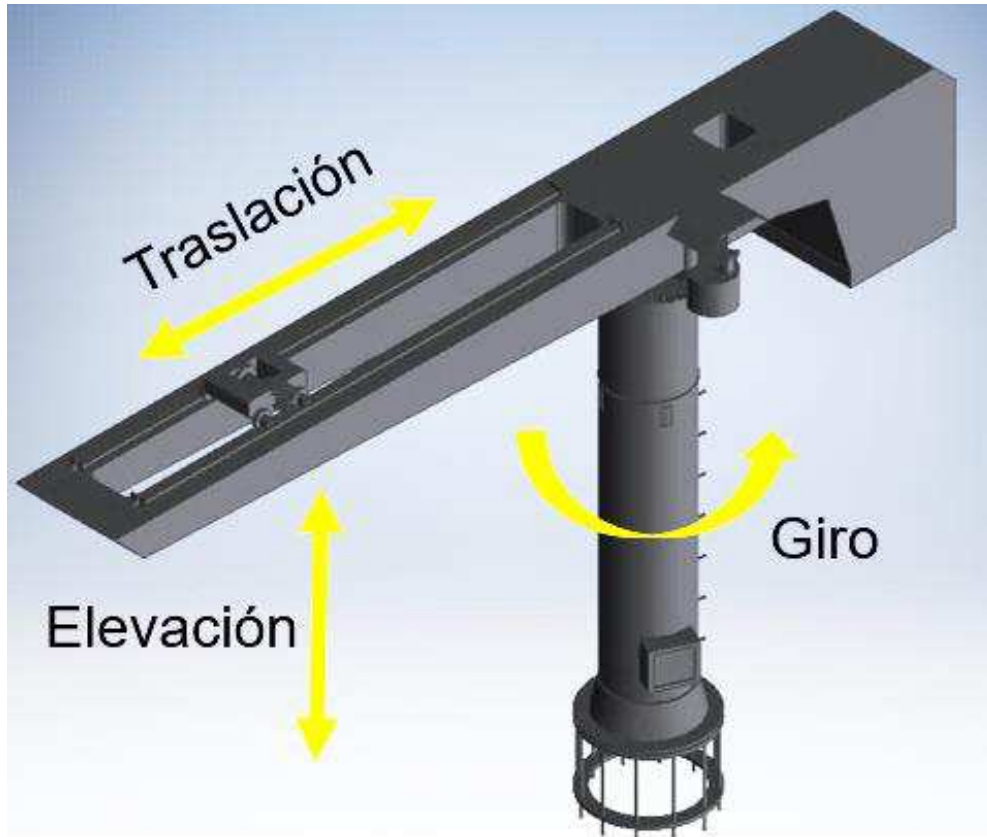


Figura 3: Movimientos de la grúa. [Fuente: el autor]

2.5.5. ESTUDIO DE MERCADO

El presente proyecto, como ya se ha explicado en los apartados anteriores, es el de una grúa para izar embarcaciones en puertos deportivos, por tanto, los compradores potenciales de este tipo de grúa son responsables de estos puertos, tanto privados como públicos.

En España, la gestión de los puertos en el caso de que sean públicos es responsabilidad de las comunidades autónomas, por tanto, las fuentes de información son variadas.

Para nuestro proyecto nos centraremos en el estudio de mercado en la comunidad autónoma de Cantabria.

Aunque nos centremos en una sola comunidad autónoma, nuestra grúa puede ser instalada perfectamente en cualquier otra comunidad que necesite un

servicio como el que proporcionamos.

Para llevar a cabo el estudio, se ha consultado las grúas existentes para hacer una estimación del tonelaje y el alcance más demandado en los puertos para grúas giratorias de columna fija.

Los resultados obtenidos oscilan en grúas con una capacidad de 1 a 10 Tm y el alcance varía desde los 3 metros hasta los 7 metros.

A continuación, se muestra un listado de los puertos deportivos de Cantabria.

Puertos deportivos de Cantabria.

- Puerto San Vicente de la Barquera
- Club Náutico de Suances
- Marina de Santander
- Real Club Marítimo de Santander
- Puerto Chico Santander
- Marina Pedreña
- Real Club Náutico de Laredo
- Club Náutico de Santoña
- Club Náutico de Castro Urdiales
- Marina de Laredo
- Puerto Astillero de Santander

2.6. ANÁLISIS DE SOLUCIONES

2.6.1. CLASIFICACIÓN DE LAS GRÚAS

Las grúas se pueden clasificar en función de su movimiento permitido en grúas móviles y fijas:

- Móviles

Son las que tienen posibilidad de realizar movimientos de desplazamiento, ya sea sobre rieles, ruedas neumáticas, oruga, u otros medios. Entre las más importantes cabe destacar:

- Grúas sobre cadenas u orugas.
 - Grúas sobre ruedas o camión.
 - Auto grúas, de gran tamaño y sobre vehículos especiales.
-
- Fijas

Son aquellas que se instalan en un lugar en el que desarrollan su trabajo, sin poder desplazarse.

En lo que concierne a este tipo de grúas, cambian la movilidad que da la grúa móvil con la capacidad para soportar mayores cargas y conseguir mayores alturas, incrementando de este modo la estabilidad. Se caracterizan por quedar ancladas en el suelo durante el periodo de uso. A pesar de ello, algunas pueden ser ensambladas y desensambladas en el lugar de trabajo.

Ejemplos de este tipo de grúas son:

- Grúas puente o grúas pórtico.
- Plumines.
- Grúa giratoria de columna fija.
- Grúa horquilla.

2.6.2. GRÚAS PORTUARIAS FIJAS

En el mercado existen infinidad de tipos de grúas como vimos en el apartado anterior pero este proyecto se centra únicamente en las grúas portuarias fijas. Se trata de grúas para la varada y manipulación de embarcaciones, diseñadas para responder a los requerimientos de los puertos deportivos y pesqueros.

Este tipo de aparatos de elevación se pueden clasificar en dos grandes grupos dependiendo de su tamaño: grúas grandes y pequeñas. Únicamente se hará un estudio de estas últimas, ya que son las del tipo de grúa del presente proyecto.

2.6.2.1. GRÚAS PEQUEÑAS

Existen diversos tipos de grúas pequeñas para puerto, a continuación, se detallan las más características.

- **Grúa pico pato**

Su especial diseño le permite acceder a cada punto de la superficie cubierta, evitando golpear mástiles de otros barcos en su recorrido de giro, gracias al movimiento retráctil de la pluma.

Es perfecta para trabajos de varada, reparación y mantenimiento de embarcaciones de hasta 10 Tn, en puertos deportivos y pesqueros. Tienen un alcance de 2,5 a 7 m.



Figura 4: Grúa pico pato. [Fuente: http://www.itpsl.es/catalogo_pdf/gruas.pdf]

- **Grúas ligeras**

Se trata de grúas sencillas, de fácil manejo, para la varada de pequeñas embarcaciones como motos acuáticas y vela ligera.

Debido a sus reducidas dimensiones y fácil manejo, es adecuada para instalaciones con espacio limitado y donde se realizan actividades náuticas con este tipo de embarcaciones. Las capacidades de carga varían entre los 500 y 1000 kg.



Figura 5: Grúa ligera. [Fuente: http://www.itpsl.es/catalogo_pdf/gruas.pdf]

- **Grúa cartela**

Consiste en una grúa diseñada para la varada de todo tipo de embarcaciones.

La mayoría de ellas disponen de un generoso cambio de alcance que permite y facilita la disposición de las embarcaciones sobre el muelle y,

sobretudo, la posibilidad de atender la reparación de motores y de embarcaciones por sus movimientos de precisión.

Tienen capacidades de carga comprendidas entre 5 y 12 Tn y el alcance está entre 2,5 y 12 m.



Figura 6: Grúa cartela. [Fuente: http://www.itpsl.es/catalogo_pdf/gruas.pdf]

2.6.3. ANÁLISIS GENERAL DE LA SOLUCIÓN ADOPTADA

A continuación, se hace un resumen del análisis de todos los tipos de grúas anteriormente descritos, comparándolos entre sí para finalmente elegir la solución más adecuada:

- Grúa pico pato. Supera, tanto en alcance como en altura de pluma y bajo gancho, al resto de los modelos de grúas portuarias y cubre una superficie de varada 6 veces mayor que cualquier modelo convencional. Quizás es una solución excesiva para la aplicación de este proyecto.

- Grúas ligeras. Gracias a sus reducidas dimensiones y fácil manejo es adecuada para instalaciones con espacio limitado. En cambio, sus capacidades de carga son muy pequeñas. Por ello no es una solución viable para nuestro proyecto.
- Grúa cartela. Está diseñada especialmente para puertos deportivos y pesqueros. Además, al disponer de un generoso cambio de alcance, permite y facilita la disposición de las embarcaciones en el muelle para su posterior reparación o mantenimiento de las mismas.

Tiene la ventaja de que, al contar con una cimentación propia e independiente, puede realizar un giro de 360° de pluma. De esta manera, se optimiza el espacio de uso de la máquina concentrando en un solo lugar todas las maniobras de manipulación de una embarcación. Es la más sencilla de mantener y utilizar. Las grúas de este tipo son autosuficientes y pueden ser impermeabilizadas completamente, esto las convierte en una buena opción para el trabajo al aire libre. Parece la solución más adecuada.

Otro apartado a tener en cuenta es las grúas que cuentan con un contrapeso o no, cada tipo tiene sus ventajas y desventajas que veremos a continuación:

- Grúa sin contrapeso. A simple vista, puede parecer que es una solución más barata que utilizando un contrapeso, ya que se ahorraría en costes al prescindir de este. Sin embargo, tal y como se observa en los cálculos, sale menos económico construir la grúa sin contrapeso.
- Grúa con contrapeso. Las únicas dos desventajas respecto a la configuración de grúa sin contrapeso son que al presupuesto total habría que sumarle el peso de este y que la grúa tendría una contrapluma en la que iría colocado el contrapeso, lo cual supone un coste extra. En los cálculos se observa que son más las ventajas que las desventajas de esta configuración.

Considerando lo comentado anteriormente, la alternativa más adecuada es una **grúa cartela con contrapeso** al ser la solución más económica como bien se demuestra en los anexos y la cual cumple con nuestras necesidades.

2.7. RESULTADOS FINALES

2.7.1. DESCRIPCIÓN DE LA ESTRUCTURA DE LA GRÚA

En este apartado, se justifican las soluciones constructivas empleadas, describiendo con más detalle cada una de las partes y componentes de la estructura de la grúa. También se mostrará la grúa con todos sus accesorios.

Para proceder al cálculo de los perfiles y estructuras siempre se estima el caso más desfavorable posible, de esta manera nos aseguramos que será resistente para los demás casos.

Como ya se ha comentado anteriormente, la estructura de la grúa se puede dividir en 4 partes principales:

- La pluma
- La columna
- La cimentación
- El sistema de anclaje.

Además de las partes principales dispone de una serie de accesos:

- Una escalera vertical con guarda hombre fija al pivote para acceder a la plataforma circular.
- Una plataforma circular con barandilla alrededor del castillete para la revisión de los engranajes de giro y del motor. A su vez dispone de una escalera secundaria para acceder a la parte alta de la pluma y poder hacer la revisión o mantenimiento del polipasto y su instalación auxiliar.
- Una barandilla de seguridad en la parte superior de la pluma.

En la figura 7 podemos observar las partes y accesos de la grúa que se muestra a continuación.

- 1) Cimentación
- 2) Sistema de anclaje
- 3) Columna fija
- 4) Escalera principal con guarda hombre
- 5) Plataforma circular
- 6) Mecanismos de giro de la pluma
- 7) Escalera secundaria
- 8) Contrapeso
- 9) Pluma
- 10) Barandilla de seguridad
- 11) Polipasto
- 12) Equipo eléctrico

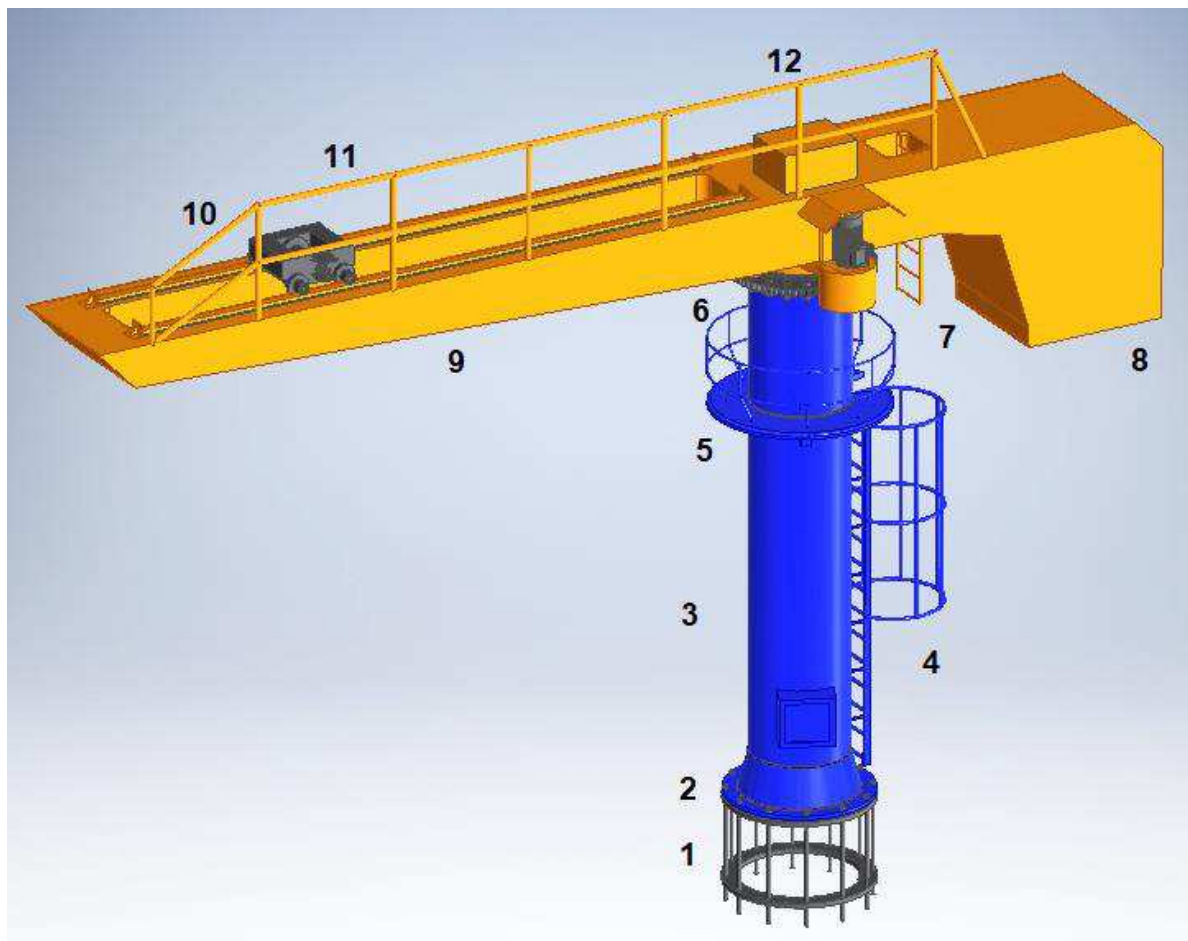


Figura 7: Grúa portuaria para izar barcos deportivos. [Fuente: el autor]

A continuación, vamos a describir y analizar cada parte y accesorio de la grúa individualmente.

2.7.1.1. PLUMA

La pluma está dividida en tres partes. La parte anterior de la pluma está compuesta de dos vigas principales en cajón cerrado. En nuestro modelo como el alcance es variable, esta zona se utiliza para el guiado del carro del polipasto.

La zona media es un núcleo reforzado que contiene el rodamiento de giro, absorbiendo y controlando los esfuerzos de compresión y tracción que le produce la carga sobre el voladizo.

La zona posterior, contendrá el contrapeso necesario para contrarrestar parte del momento de vuelco de la carga móvil.

El peso total de la pluma es unos 5 570kg.

La pluma está expuesta a tres zonas de concentración de esfuerzos por lo que las debemos de estudiar con detenimiento. Una de las zonas afectadas es la placa redonda de la pluma que se fija al rodamiento de giro. Otra zona es la pluma y los carriles por donde se desplaza el polipasto, ya que soporta la carga de servicio. Por último, la pluma incluye la contrapluma en la que va ubicado el contrapeso, siendo esta otra zona de concentración de esfuerzos.

La pluma se ha diseñado con sección variable con el objetivo de disminuir el peso de la estructura y a su vez optimizar el material.

El material empleado para la construcción de la pluma es acero S275JR cuyo límite elástico es de 275 MPa.

En la figura 8 podemos ver la pluma y la contrapluma y en la figura 9 observamos la sección de la pluma donde el momento flector es máximo que es en la zona perpendicular a la unión con la columna.

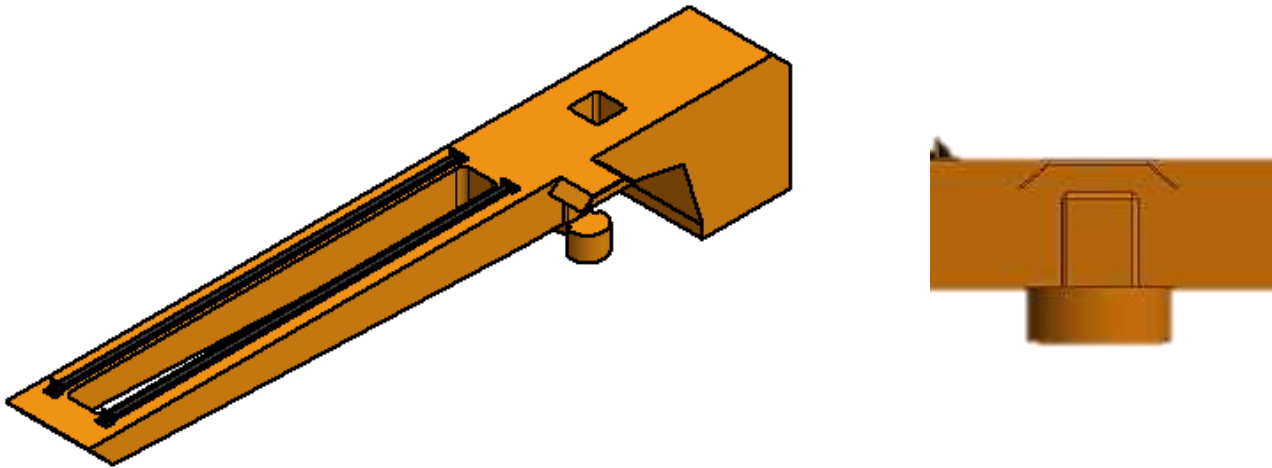


Figura 8: Pluma, sección central y contrapluma. [Fuente: el autor]

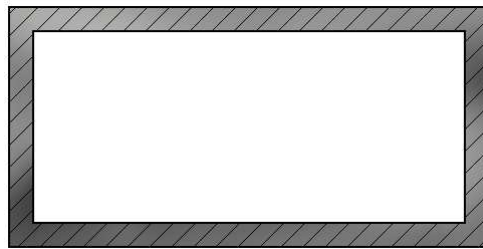


Figura 9: Sección pluma. [Fuente: el autor]

2.7.1.2. CONTRAPESO

El contrapeso lo vamos a definir de manera que sea capaz de compensar la mitad del momento de vuelco para los pesos estimados y una carga máxima de 8000 kg en alcance máximo. Este criterio es el normalmente adoptado a la hora de definir la masa del contrapeso. Para ello entonces debemos calcular el momento máximo de vuelco que se produce para el alcance máximo que es de 7,3 m. Las distancias en las que se aplica el peso de la pluma y el del contrapeso es en los centros de gravedad de cada parte, teniendo el centro de gravedad total ubicado en el eje de la pluma que se une a la columna fija.

Para equilibrar el gran momento flector producido por el peso de las embarcaciones a elevar, se ha dispuesto un contrapeso de 15,16 Tn de peso.

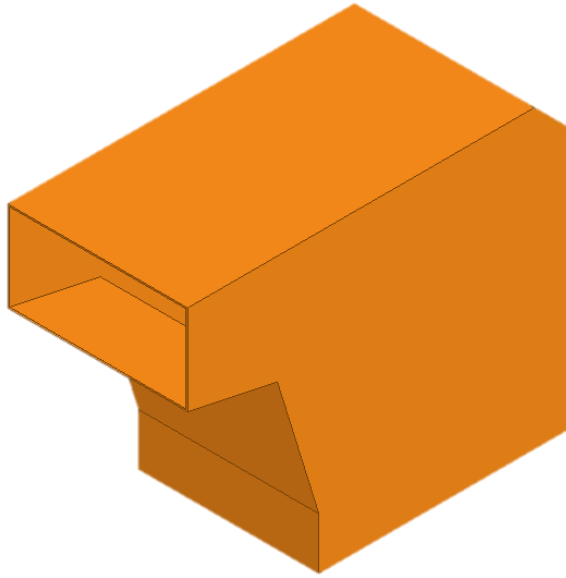


Figura 10: Contrapeso. [Fuente: el autor]

2.7.1.3. COLUMNA FIJA

La columna está compuesta principalmente por un tubo hueco de acero galvanizado, diseñado para que pueda soportar el peso de la pluma, la carga, accesorios de elevación y su propio peso. En su parte superior, tiene un ensanchamiento en el que se apoyará el rodamiento de giro y en la parte inferior, se soldará a la placa de anclaje. El peso total de la columna es aproximadamente 3 653 kg.

Las dimensiones del tubo de acero galvanizado, que constituye la sección principal de la columna, vienen determinadas por el rodamiento de gran diámetro necesario que permite el giro completo de la pluma.

Una vez escogido el tubo que se ajuste a las dimensiones del rodamiento de giro, se ha comprobado que la sección tubular es la apropiada para soportar los esfuerzos en la sección crítica. Además, la columna deberá transmitir todas las fuerzas a la cimentación.

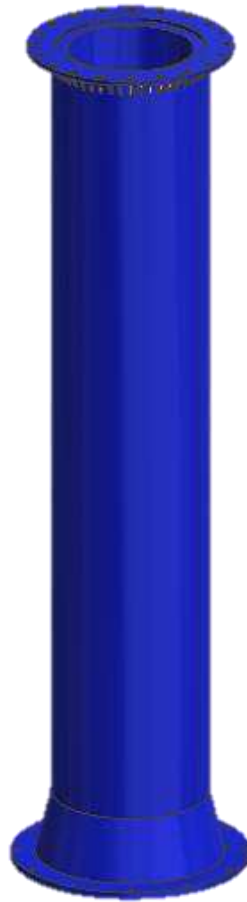


Figura 11: Columna fija. [Fuente: el autor]

Antes del montaje de la corona giratoria, se recomienda que se midan las superficies de apoyo mediante un aparato óptico o un instrumento de medición láser. Si los valores medidos se encuentran fuera de las tolerancias recomendadas por el fabricante, se recomienda una mecanización posterior de las superficies de apoyo como última fase de fabricación (después de la soldadura). La mecanización se puede realizar con máquinas de mecanización transportables que se adaptan, sobre el terreno, a la pieza a mecanizar. Después de la fase de soldadura, se deben eliminar las perlas de soldadura, formación de rebabas, manchas de color excesivamente fuertes y otras irregularidades.

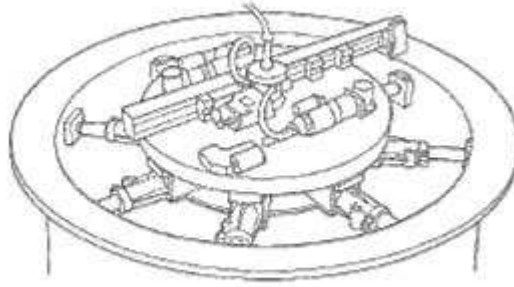


Figura 12: Zona de mecanización en la columna. [Fuente: roteisa.es]

Se ha dado rigidez a la unión de las superficies de apoyo del rodamiento y el tubo de la columna mediante cartelas en la base del rodamiento de giro, como se muestra en la figura 13.



Figura 13: Cartelas superiores. [Fuente: el autor]

En la parte inferior de la columna se ha optado por una terminación cónica para aumentar la resistencia y para que las fuerzas se distribuyan uniformemente. Esta parte es la que se une a la cimentación mediante el sistema de anclaje.



Figura 14: Cono base. [Fuente: el autor]

2.7.1.4. CIMENTACIÓN

La cimentación donde se montará y fijará la grúa será en una cimentación de hormigón armado permanente que, además de anclar la grúa, actúa como contrapeso para las fuerzas ejercidas por la grúa bajo condiciones de carga máximas.

Por ello el diseño de la zapata es un paso muy importante en el desarrollo del proyecto. Cuando la carga está en el alcance máximo, el momento que genera es máximo por lo que la zapata absorbe parte del momento de vuelco.

La cimentación será realizada por el cliente, quien se responsabiliza de hacer las mediciones pertinentes de la capacidad portante del terreno y de llevar a término la obra civil. Si se hallan diferentes capacidades portantes del terreno en la zona donde se va ubicar la grúa, se ha de redimensionar el macizo de hormigón con la capacidad portante más baja.

Por parte del proyectista de la grúa corresponde dar las medidas de la cimentación e instrucciones necesarias para realizar el emplazamiento de la grúa según los datos anteriores facilitados por el cliente.

Los materiales empleados en la cimentación serán:

- Hormigón HA-25 de 250 kg/cm² de resistencia.
- 7 barras corrugadas de BA 500 S.
- El concreto de limpieza es D-150.



Figura 15: Cimentación. [Fuente: el autor]

2.7.1.5. SISTEMA DE ANCLAJE

Los pernos de anclaje son una parte muy importante de la estructura, ya que aseguran la correcta unión de la grúa a la zapata mediante un apriete con tuercas y contratuercas.

La corona inferior de la columna es una placa de base circular. De esta forma, se reparte la carga sobre el macizo de hormigón, reduciendo la presión ejercida sobre este para impedir que sobrepase su valor máximo de trabajo.

Los tornillos de anclaje aseguran el conjunto de la placa base a la cimentación de hormigón reforzado. A la vez se ha dispuesto una placa intermedia que sirve como plantilla y soporte de nivelación.

Al quedar la columna completamente fijada a la cimentación, la cual esta empotrada en un macizo de hormigón, esto provoca que aumente la resistencia al vuelco de la grúa cuando esta eleva una carga o cuando está en reposo.



Figura 16: Sistema de anclaje. [Fuente: el autor]

La nivelación se ajusta mediante unos tornillos de nivelación. Estos se roscan a la base de la columna y a través una contratuerca se ajusta la distancia entre la placa y base de la columna para que quede nivelada.

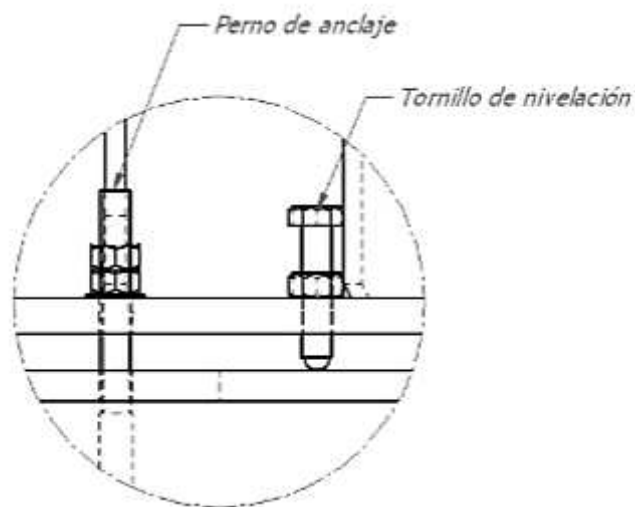


Figura 17: Sistema de nivelación. [Fuente: gantrail]

2.7.1.6. ESCALERA PRINCIPAL CON GUARDAHOMBRE

Se trata de una estructura que va fijada a la columna mediante unos pernos y que permite el acceso a la plataforma circular. Va equipada con un guardahombre como medida de seguridad. Su peso es de 175 Kg.

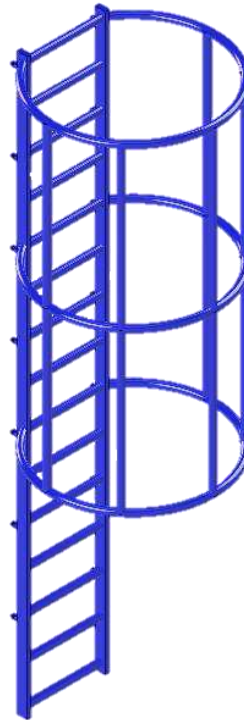


Figura 18: Escalera principal. [Fuente: el autor]

2.7.1.7. PLATAFORMA CIRCULAR

La plataforma está fijada a la columna y esta sostenida por cuatro cuñas de manera que queda unida perfectamente. Dispone de una barandilla de seguridad alrededor y desde esta plataforma se puede acceder al mecanismo de giro y al motor. También se accede a la escalera secundaria.

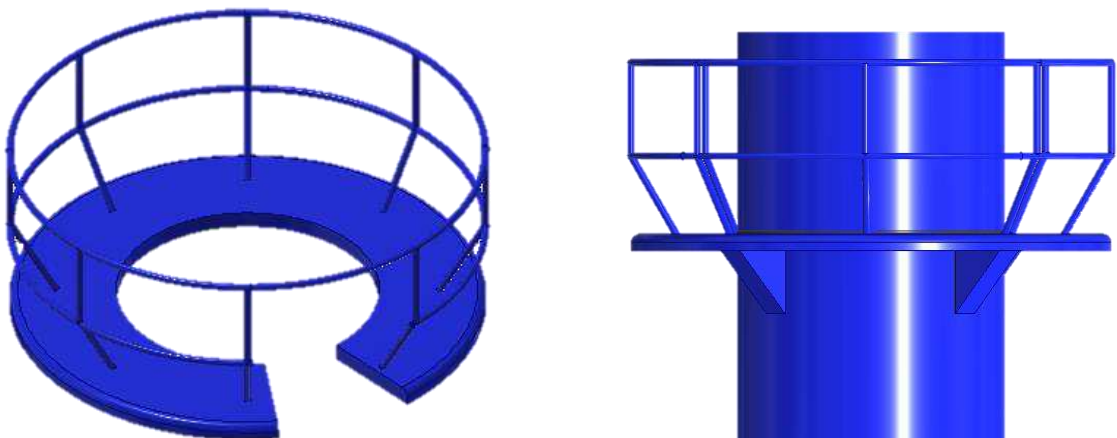


Figura 19: Plataforma circular. [Fuente: el autor]

2.7.1.8. ESCALERA SECUNDARIA

La escalera secundaria está fijada a la pluma con cuatro apéndices. A ella llegamos a través de la plataforma circular y comunica con la parte alta de la pluma para acceder al polipasto y al equipo eléctrico.

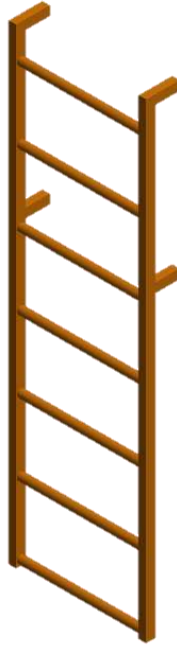


Figura 20: Escalera secundaria. [Fuente: el autor]

2.7.1.9. BARANDILLA DE SEGURIDAD

Esta estructura está ubicada en la parte superior de la pluma y de manera paralela a los carriles de traslación del polipasto. Tiene dos funciones, una es proporcionar una zona segura para andar por encima de la pluma y otra es servir de soporte para el cableado necesario para poder operar el polipasto. Todos los cables van colocados en forma de catenaria a lo largo de la barandilla, pero como no es objeto de este proyecto la instalación eléctrica no lo veremos en las figuras.

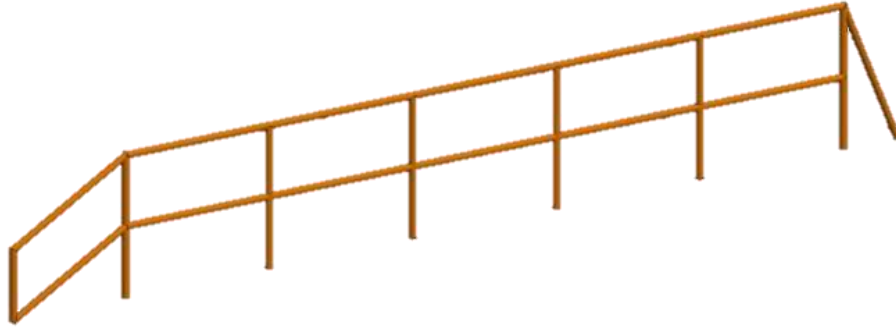


Figura 21: Barandilla de seguridad. [Fuente: el autor]

2.7.1.10. EQUIPO ELÉCTRICO

Los conductores eléctricos se distribuyen desde la acometida general de la grúa hasta cada uno de los diferentes mecanismos:

- Armario eléctrico: aloja los contactores inversores de cada movimiento, fusibles de protección y transformador, para las corrientes de mando a baja tensión, todo ello cableado a regleta de bornes.

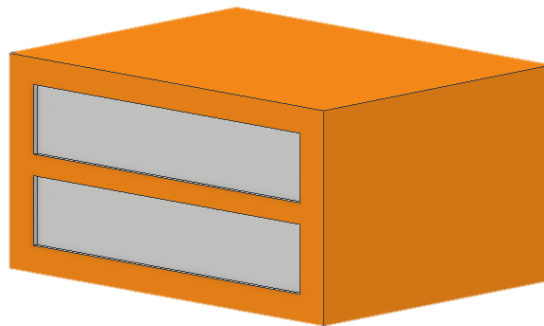


Figura 22: Armario eléctrico. [Fuente: el autor]

- Toma de corriente general: conectada al armario eléctrico mediante una columna colectora en la parte superior de la columna.
- Mando: en forma de botonera, está situado al pie de la columna y contiene los pulsadores de mando permanente, los cuales podemos ver en la figura 23 y que están dentro de la caja fijada a la columna.

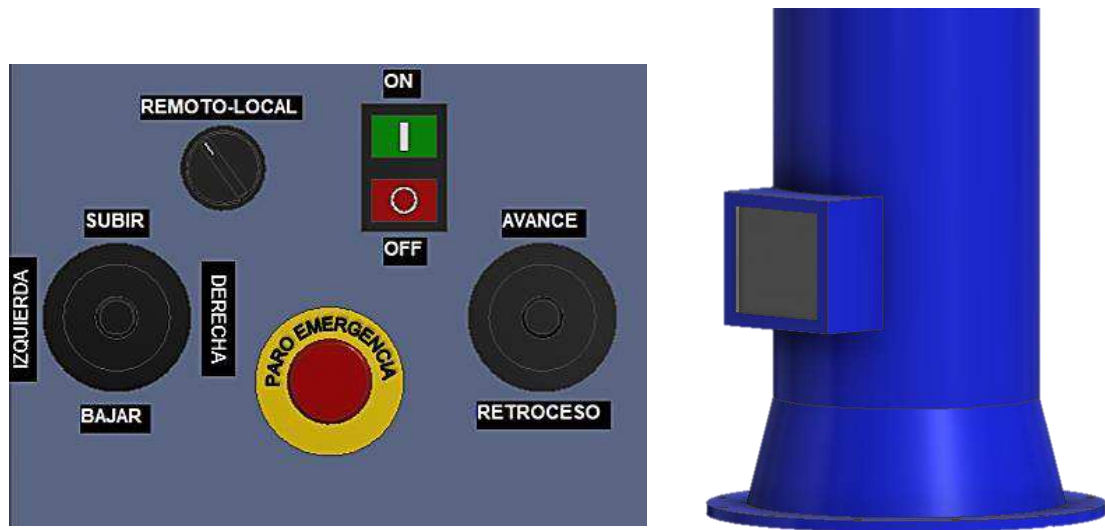


Figura 23: Mando por botonera. [Fuente: el autor]

2.7.2. DESCRIPCIÓN DE LOS ELEMENTOS DE LA GRÚA

En este apartado, vamos a describir los elementos comerciales que se necesitaran para poder operar correctamente con nuestra grúa y se justificara la elección más apropiada.

La grúa está constituida por diferentes elementos que se detallarán a continuación. Se ha intentado, en la medida de lo posible, que la mayoría de ellos sean de catálogo. De esta forma, se reduce el coste y se garantiza un mejor suministro además de poder contar con repuestos fáciles de encontrar y sin ser excesivamente más caros.

2.7.2.1. MECANISMO DE GIRO

El mecanismo de giro se trata de un sistema formado por los siguientes componentes: el rodamiento de giro, los tornillos de fijación del rodamiento de giro, el motor-reductor de giro, el acoplamiento flexible y el piñón de giro.

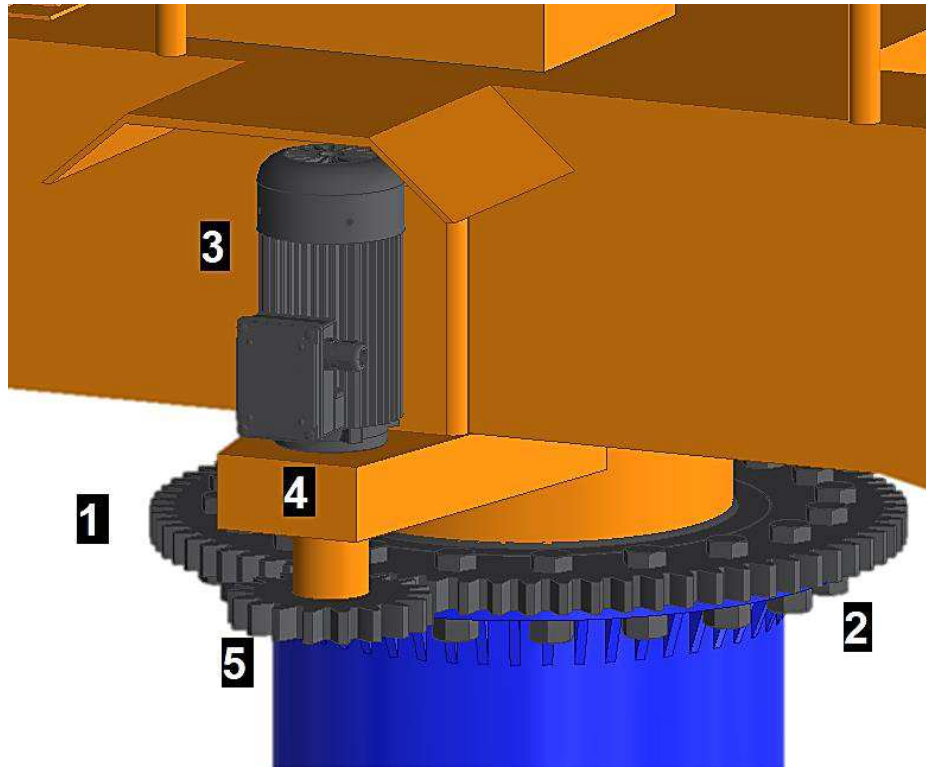


Figura 24: Mecanismo de giro. [Fuente: el autor]

A continuación, veremos cada una de las partes del mecanismo de giro seleccionadas a partir de catálogo:

1) Rodamiento de giro.

El rodamiento de giro es una corona dentada, que va fijada a la columna mediante unos tornillos y es capaz de absorber el momento flector máximo, el peso de la pluma y la carga, y a la vez que hace posible el giro de 360° de la pluma entorno a la columna. Está provisto de una corona exterior donde ataca el piñón del motor giro anclado a la pluma.

La parte interior de la corona está unida a un rodamiento de bolas que es sobre el que se instala la pluma y de esta manera al accionar el motor de giro la pluma puede rotar.

2) Tornillos de fijación del rodamiento de giro.

Debido a que la unión de tornillos del rodamiento de giro ejerce una influencia considerable sobre la vida útil del rodamiento de giro, es necesario que los tornillos sean dimensionados y pretensados correctamente.

Los tornillos deben cumplir una serie de requisitos que nos indica el proveedor del rodamiento, por ejemplo:

- Los tornillos deben de estar distribuidos de forma equidistante sobre los círculos de los taladros.
- El apoyo debe de realizarse sobre superficies rectificadas o revestidas con resina solidificada.
- La longitud de apriete de los mismos debe de ser como mínimo de 5 veces el diámetro del tornillo, ya que en el caso de longitudes de apriete pequeñas, se aprecian efectos perjudiciales sobre la distribución de la carga.
- El fabricante recomienda que queden libres como mínimo seis hilos de rosca.
- El par de apriete se hará con llave dinamométrica según recomendaciones del fabricante del rodamiento.

3) Motor-reductor de giro.

El motor de giro está diseñado según servicio S3, es decir, servicio intermitente sin llegar al calentamiento. Este tipo de servicio es el común de las máquinas de elevación y permite escoger un motor con potencia nominal inferior a la realmente necesaria ya que el rotor no llega calentarse. Por otra parte, el motor dispone de freno con lo cual no es necesario el acoplamiento de ningún dispositivo de freno adicional.

El motor es asíncrono de anillos rozantes debido a que son los más utilizados en los accionamientos de las grúas. Es un motor barato, compacto y fiable.

Al estar la grúa situada en un puerto y, por tanto, con riesgo de agua, el motor se protegerá contra salpicaduras de agua en todas las direcciones, contacto y contra cuerpos extraños granulados (grado de protección IP44). La caja de bornes se protegerá contra chorros de agua, contacto y acumulación de polvo (grado de protección IP55).

El motor se sitúa sobre el mecanismo de giro en posición vertical, por esta razón se ha previsto una pequeña carcasa en la parte posterior que sirva de protección contra el sol y la lluvia.

En cuanto a la elección del reductor, se basa en un reductor de engranajes epicicloidal de cuatro etapas. Se ha escogido esta solución porque es necesaria una gran relación de reducción, un diseño compacto del motor-reductor, y que pueda soportar un gran un gran par en la salida.

4) Acoplamiento flexible.

Entre el motor-reductor y el eje del piñón de giro se ha colocado un acoplamiento flexible de dientes que además de amortiguar pequeños choques o vibraciones hacia el motor-reductor, producidos por imperfecciones o deformaciones de las superficies de apoyo. También gracias a este acoplamiento se asegura una correcta alineación de los ejes del piñón de ataque con el del motor-reductor.

5) Piñón de giro.

Es el piñón que ataca la corona de giro y constituye la primera etapa de reducción. Está calculado para que trabaje sin interferencias. El juego entre los dientes puede ser graduado mediante una brida excéntrica. En el eje del piñón de giro disponemos de unos rodamientos rígidos de bolas con obturador, con lo cual no necesitan reengrase.

2.7.2.2. MECANISMO DE ELEVACIÓN Y TRASLACIÓN

Para la elevación y traslación de los diversos barcos, se ha instalado un polipasto comercial con mecanismo de elevación y traslación de alimentación eléctrica. Esta es la solución más sencilla, compacta y barata que se puede instalar en este tipo de aparato.

Un factor importante en este tipo de grúas, en las que las embarcaciones que se manipulen pueden ser de gran altura, es la cota bajo gancho. Esto es, la altura entre la parte inferior de la pluma y la parte inferior del gancho debe de ser mínima.

La pluma donde va instalado el polipasto tiene en su parte superior un carril de rodadura por donde se traslada el mismo.

El polipasto, por tanto, será un carro birraíl cuyo elemento de suspensión del polipasto será por cable. Las ruedas de este son de tipo tren de esta forma aseguramos que no se produce el descarrilamiento cuando se mueva por la pluma.

También para que el polipasto trabaje dentro del alcance máximo y mínimo, y se mantenga siempre dentro del recorrido es necesario colocar un sistema de limitación de la traslación. Para ello emplearemos topes de final de carrera que van ubicados al principio y final del carril de la pluma. Este sistema también lo lleva incorporado el polipasto de forma que cuando ambas piezas entren en contacto, el movimiento cese.

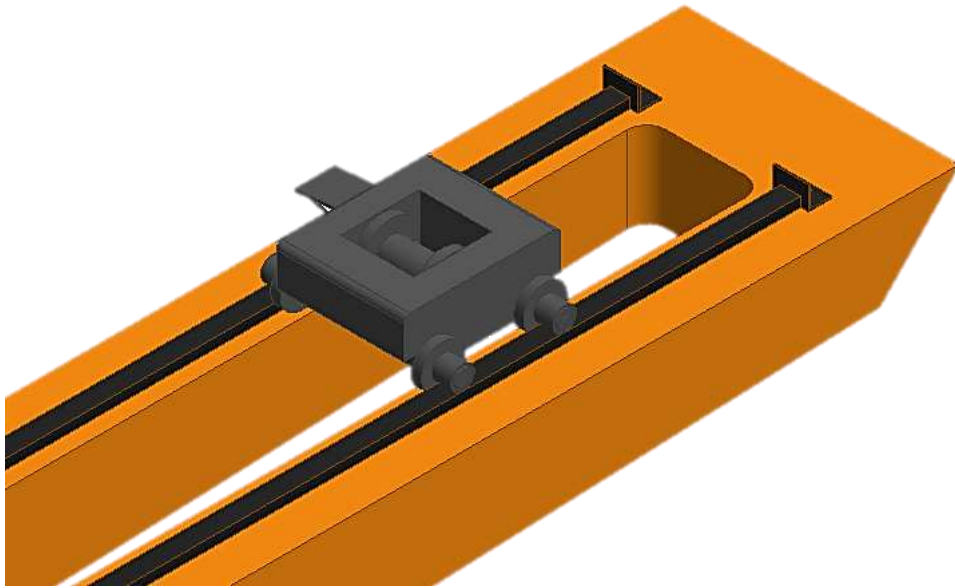


Figura 25: Polipasto birrail de cable, carril y finales de carrera. [Fuente: el autor]

2.7.3. INSTRUCCIONES DE INSTALACIÓN Y MONTAJE

2.7.3.1. FASE DE CIMENTACIÓN Y FIJACIÓN DE LA COLUMNA

Esta será la primera fase del proyecto y la más complicada, ya que necesita una gran precisión para su equilibrado. Por otra parte, la cimentación es la única parte permanente de la grúa, por lo que esta debe estar bien ejecutada.

Por consiguiente, la grúa necesita de una cimentación adecuada y se fija al macizo de hormigón a través de su anclaje. Esto le proporciona la estabilidad necesaria. El anclaje como vimos anteriormente está formado por varillas de acero corrugado y están montadas en una placa circular de forma que todo el conjunto este nivelado.

El conjunto de cimentación y anclaje queda encajado en el macizo de hormigón, con la previsión de haber dispuesto el cable de alimentación a través del hormigonado y la placa de anclaje.

La ejecución de esta obra civil queda excluida del presente proyecto, pero vamos a explicar brevemente cuestiones a tener en cuenta:

- En primer lugar, se realiza un vertido de hormigón de limpieza de unos 100 mm de espesor.
- Después se posiciona la armadura inferior de la zapata con ayuda de unos calzos. En esta parte se ha asegurar el paso de los conductos de alimentación.
- Se posiciona la placa plantilla de los pernos de anclajes y se dejan que sobresalgan de la placa unos 200 mm. En este punto se vierte el hormigón y se deja secar. Se nivela la placa lo mejor posible.
- Cuando el hormigón haya fraguado se baja la columna con cuidado de no dañar las roscas de los pernos.
- Se nivela la columna con ayuda de los tornillos de nivelación.
- Una vez aplomado y nivelado el asiento se vierte una capa de 5 a 10 centímetros de mortero de nivelación.
- Una vez nivelada la columna se fija a la zapata apretando las tuercas de los anclajes.

2.7.3.2. MONTAJE DEL RODAMIENTO DE GIRO

Para proceder al montaje del rodamiento de giro se deben de seguir todas y cada una de las recomendaciones del fabricante.

Es muy aconsejable verificar el correcto funcionamiento del rodamiento antes de su instalación sobre la cabeza de la columna. Para ello se ha de verificar que el rodamiento gira fácilmente, haciendo girar 2 veces el rodamiento no atornillado. Engrasar tanto el rodamiento como la corona de engrane, si fuera necesario.

Al situar y atornillar el rodamiento sobre la cabeza de la columna hay que seguir una serie de indicaciones del fabricante.

- Se tiene que observar que se cumpla que la longitud de apriete de los

tornillos sea como mínimo 5 veces el diámetro del tornillo.

- Deben de quedar libres 6 hilos de rosca como mínimo.
- El par de apriete se debe hacer mediante llave dinamométrica y viene determinado por el catálogo del fabricante del rodamiento.
- Proceder al reengrase de las partes, tanto del rodamiento como de la corona de engrane.

2.7.3.3. MANDOS E INSTALACIÓN ELÉCTRICA

Los conductores eléctricos e instalaciones se distribuyen desde la acometida general de la grúa en la cimentación hasta cada uno de los mecanismos.

Los movimientos de elevación, giro y cambio de alcance, están controlados por una botonera situada en la parte inferior de la columna.

Todos los dispositivos eléctricos están recogidos en un armario eléctrico, situados en la parte superior de la pluma, reduciendo de este modo el riesgo de daño, accidental o intencionado.

La entrada de corriente eléctrica se realiza por la cimentación. Los cables han de pasar por el interior de esta hasta a una caja de anillos rozantes que permiten el giro completo de la grúa de 360°.

Esta caja de anillos rozantes ha de estar situada en el eje de giro de la pluma. Luego ha de hacerse la conexión hasta el armario situado encima de la pluma y desde este armario se hace la conexión al motor de giro y el polipasto. La alimentación eléctrica y los controles del polipasto pasan desde el armario eléctrico a través unos cables suspendidos hasta el polipasto.

El armario eléctrico debe contar con una protección IP65, ya que la grúa está situada en un puerto.

2.7.3.4. MONTAJE DEL MECANISMO DE GIRO

Como el dispositivo permite un giro de 360° controlado desde la base de la grúa, hay que poner especial atención en su montaje y puesta a punto.

El conjunto compuesto por el motor-reductor y el piñón de giro ha de venir montado previamente de fábrica. En nuestro caso el conjunto va montado en un lateral de la pluma.

Al montar el mecanismo de giro se ha de tener especial cuidado en su manipulación para no golpear o picar los dientes de los engranajes en el momento de la instalación.

2.7.3.5. MONTAJE DE LA PLUMA

La parte anterior de la pluma está compuesta de dos vigas principales en cajón cerrado. En nuestro modelo como el alcance es variable, esta zona se utiliza para el guiado del carro del polipasto.

La zona media es un núcleo reforzado que contiene el rodamiento de giro, absorbiendo y controlando los esfuerzos de compresión y tracción.

La zona posterior, contendrá el contrapeso necesario para contrarrestar parte del momento de vuelco de la carga móvil.

Al colocar y fijar la pluma sobre el rodamiento que ya está anclado en la columna, se deben de seguir las indicaciones del fabricante del rodamiento para evitar que se produzcan golpes o cualquier tipo de contratiempo en el apriete de los tornillos.

2.7.3.6. MONTAJE DEL POLIPASTO

El carro motriz del polipasto se desplaza a lo largo de la pluma y consta de una unidad de elevación y el propio mecanismo de traslación del carro.

Se ha de montar el polipasto sobre la pluma siguiendo las indicaciones del fabricante y hacer las conexiones eléctricas necesarias con la caja eléctrica

situada encima de la pluma.

Es de suma importancia instalar los topes de final de carrera del polipasto en los carriles de la pluma.

Montar las protecciones del polipasto a la distancia que se indica en el plano y hacer los agujeros necesarios en la pluma.

2.7.4. SISTEMAS DE SEGURIDAD

Es importante seguir una serie de normas y precauciones que aparte de evitar accidentes garantizarán un buen funcionamiento de la grúa durante toda su vida útil. Estas consideraciones son comunes a las grúas en general:

- Está prohibido transportar o levantar personas con la grúa. Este equipo no está diseñado para levantar, apoyar o transportar a seres humanos.
- No se deben arrancar con la grúa objetos fijados al suelo o arrastrar cargas. Tampoco se deben levantar cargas con el cable cuando no sea una trayectoria vertical.
- No se debe cambiar el sentido de la marcha de forma súbita (contramarcha), siendo siempre necesario que el movimiento se pare antes de dar la marcha contraria.
- Verificar antes del uso el buen funcionamiento los frenos de todos los accionamientos y de los finales de carrera.
- La corriente eléctrica tendrá que ser trifásica de 380V y 50Hz. Hay que prever también una toma de tierra que habrá que verificar periódicamente.

2.7.4.1. SISTEMA DE SEGURIDAD DEL POLIPASTO

- Limitador de carga.

Mediante la utilización de un limitador de carga, se protege el polipasto y la estructura portante, de esta manera evitamos accidentes y averías. Generalmente, se diferencian las funciones de limitación de carga y seguro contra sobrecarga.

En el momento de elegir el limitador de carga existen dos versiones, uno es el limitador electrónico que está formado por una célula de carga y una tarjeta electrónica de control. El otro tipo es el limitador mecánico, cuya instalación es más simple.

Los parámetros del limitador de carga electrónico los puede ajustar el propio usuario mediante unos pulsadores que permiten el manejo y configuración del equipo en modo de pesaje, calibración y programación de parámetros.

El limitador de carga mecánico es un sistema seguro y económico gracias a su diseño y no requiere ningún tipo de mantenimiento.

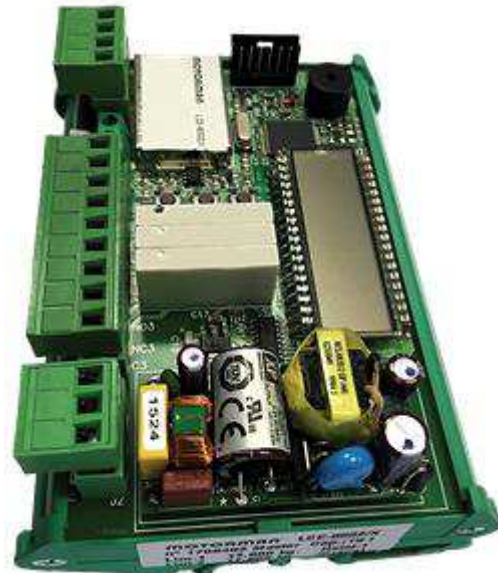


Figura 26: Limitador de carga mecánico y electrónico. [Fuente: Motorman.es-Limitadores de carga]

- Frenos de los accionamientos.

El polipasto va provisto de frenos de disco de doble superficie, accionados por resortes y con aflojamiento electromagnético. El freno, se puede accionar independientemente del motor.

El freno es accionado al interceptarse la alimentación eléctrica de la bobina. El aflojamiento de los frenos se efectúa mediante el convertidor de frecuencia instalado en el cuadro de bornes del motor. El accionamiento es desconectado por el convertidor, por el contactor de parada de emergencia incorporado o por elementos de parada de emergencia (finales de carrera o seguros contra sobrecarga) que actúan en función del sentido de los movimientos.

- Finales de carrera.

Es necesario colocar un sistema de limitación de traslación del carro, de tal manera que se asegure unas distancias mínimas de seguridad para evitar cualquier riesgo de accidente en el uso del polipasto sobre la pluma.

Los topes de final de carrera se disponen al principio y al final de la pluma para impedir que el polipasto se salga del carril de rodadura.

También se disponen de finales de carrera para restringir el movimiento de elevación y que están integrados en el equipo eléctrico del polipasto. Se utilizan para desconectar el motor de elevación cuando el gancho alcanza las posiciones más alta y más baja y permite conectar después el movimiento opuesto. El interruptor de parada de emergencia no se puede emplear para fines de servicio.

Si es necesario limitar el recorrido del gancho durante las operaciones de elevación y descenso, se deberá utilizar la función del interruptor de servicio.

Para este fin, los interruptores tienen que ajustarse de forma que primero desconecte el interruptor de servicio.

2.7.4.2. SISTEMA DE SEGURIDAD DEL MOTOR-REDUCTOR DE GIRO

El motor de giro lleva acoplado a su estator un freno electromagnético que actúa cuando falla la alimentación eléctrica. Su misión es atraer el disco de frenado cuando el electroimán funciona, lo que permite al motor girar. Cuando no se alimenta el electroimán, el disco actúa como freno.

Es importante regular correctamente el freno para que el par de frenado permita que el movimiento finalice sin brusquedad y no provoque golpes. Esto se realiza con la tuerca de regulación del freno, que actúa directamente sobre los muelles de compresión del disco de frenado. Es importante una revisión periódica del freno, tal y como se explica en el apartado siguiente sobre el mantenimiento de la grúa.

2.7.5. MANTENIMIENTO Y CUIDADOS DE LA GRÚA

2.7.5.1. MANTENIMIENTO DE LA ESTRUCTURA

La estructura y demás componentes exteriores se han de pintar con pintura anticorrosiva marina cada año para prevenir la oxidación de las superficies.

La corona y el piñón de giro han de recubrirse con una grasa especial de engranajes de larga duración. Efectuar el reengrase cada 500 horas de funcionamiento aplicando la grasa través del visor o desmontando el mecanismo si es necesario.

Los tratamientos que se deben realizar en las superficies de la grúa serán:

- Decapado: Mediante chorro de arena y limpieza con aire a presión de toda la estructura.
- Capa de imprimación: Capa de 60 micras de imprimación epoxi curada con poliamida, de dos componentes. Lavado con agua jabonosa mediante máquina de presión.
- Capa intermedia: Capa de 120 micras cada una de pintura epoxi de capa

gruesa, de dos componentes, curada con poliamida.

- Capa de acabado: Con dos capas de 45 micras cada una de esmalte de poliuretano brillante de dos componentes.
- La estructura principal va protegida mediante un galvanizado en caliente por inmersión. Este tratamiento ofrece protección interna y externa de la estructura.

De forma anual, se ha de verificar el estado de estos tratamientos y rehacer la capa de acabado para prevenir el deterioro de estas superficies.

2.7.5.2. MANTENIMIENTO DEL RODAMIENTO DE GIRO

Para conseguir un mantenimiento adecuado del rodamiento es necesario realizar el engrase de este adecuadamente, con lubricantes específicos y que nos indicara el fabricante.

El primer reengrase de la zona de rodadura y el engrase del dentado se realiza inmediatamente después del montaje del rodamiento. Al realizar esta operación, se disminuye el rozamiento, ayuda a hermetizar y proteger el rodamiento contra fenómenos de corrosión. Los periodos de reengrase se efectuarán cada 100 horas de funcionamiento.

Debido a que se producen los llamados fenómenos de asentamiento, para contrarrestarlo es necesario reapretar los tornillos aplicando el par de apriete requerido. Se realizará este control después de las primeras 100 horas de funcionamiento y a partir de entonces cada 600 horas de servicio. En caso de detectar un par de apriete inadecuado, se deshecha el tornillo y se cambia por otro.

El rodamiento presenta unos valores de holgura que garantizan unas buenas características de funcionamiento y de rodadura. Es necesario controlar estas holguras en períodos de tiempo regulares.

2.7.5.3. MANTENIMIENTO DEL MOTOR-REDUCTOR DE GIRO

El motor está provisto de una protección de la clase IP 55, lo que significa que está protegido contra depósitos de polvo perjudiciales y también está protegido contra agua a presión en cualquier dirección.

El lubricante que utiliza es necesario cambiarlo tras las primeras 500 horas de funcionamiento. Después de que el periodo de rodaje finalice, habrá que controlar el estado del lubricante tras 12 000 horas de trabajo.

Los frenos de los motores se han de verificar cada semana. Cada mes habrá que controlar el desgaste, verificando que no contienen partículas extrañas y cambiándolos cuando el desgaste sea superior al mínimo indicado por el fabricante.

En cuanto al reductor, se procede de forma similar al motor, hay que controlar el apriete de los tornillos después de 50 horas de funcionamiento, se debe efectuar el primer cambio de aceite aproximadamente después de 100 a 150 horas de funcionamiento y una vez efectuado este rodaje, se ha de cambiar el aceite una vez al año.

2.7.5.4. MANTENIMIENTO DEL POLIPASTO

Debido a su suministro por parte del proveedor, este viene en perfecto estado de funcionamiento. Todos los puntos de lubricación del polipasto de cable van provistos de una cantidad suficiente de grasa.

El reductor se entrega provisto de la cantidad de aceite requerida.

El cable metálico se deberá lubricar con un aceite especial del tipo C-LP 220, asegurando que el aceite entre bien en la estructura del cable.

Debido a que el polipasto está en el exterior y en un entorno con riesgo de corrosión, se debe lubricar el cable también por el exterior con grasa según las indicaciones del fabricante.

2.7.5.5. MANTENIMIENTO ALIMENTACIÓN ELÉCTRICA

La corriente eléctrica tendrá que ser trifásica de 380 V y 50 Hz. Se dispondrá de una toma de tierra que habrá que verificar periódicamente. La grúa necesita un amperaje máximo a controlar periódicamente, ya que aparte de los motores, está todo el cuadro eléctrico correspondiente a los detectores de final de carrera y los limitadores de carga.

Es importante operar con una tensión constante ya que, de lo contrario se corre el riesgo de quemar las bobinas de los motores.

2.7.6. CONSIDERACIONES MEDIOAMBIENTALES

La normativa aplicable es la Directiva 97/11/CE de Evaluación de Impacto Ambiental que regula la obligación de someter los proyectos públicos y privados a una evaluación de sus efectos sobre el medio ambiente. La directiva explica los aspectos medioambientales a tener en cuenta para la instalación de la grúa.

2.7.6.1. RECURSOS E INFRAESTRUCTURA

Los recursos e infraestructuras utilizados durante la fase de fabricación de los componentes de la grúa son fundamentalmente los mismos que se utilizan en un taller metalúrgico, ya que estos se fabricarán casi totalmente en un taller.

En la instalación de la estructura, se utilizarán grúas para la correcta instalación de los diferentes elementos. Los camiones en los que se transportan consumirán combustibles fósiles.

La fase de cimentación se divide básicamente en dos etapas: la etapa del corrimiento de tierras y la etapa de la fabricación de los elementos propios de la cimentación. En la primera, se generan residuos de piedra y tierra. En la segunda, se fabrica el hormigón necesario para la cimentación, la cual supone un considerable gasto energético, así como la generación de runa y otros residuos derivados del cemento.

2.7.6.2. CONSUMO ELÉCTRICO

Debido a que para el funcionamiento de la grúa es necesario el empleo de electricidad hay que tener en cuenta como nos aprovisionaremos de esta.

Durante la fase de uso, la grúa utiliza como fuente de energía únicamente la energía eléctrica y su generación puede implicar el uso y la explotación de diversos recursos naturales o bien provenir de fuentes de energía renovables.

En la actualidad, el sistema energético de los proveedores de alimentación eléctrica no permite seleccionar las fuentes de generación de la energía que se necesita, entre renovables y no renovables. Por lo que deberemos adoptar medidas de prevención en el uso de la grúa que eviten un consumo innecesario de recursos en su generación.

2.7.6.3. ASPECTOS SOCIALES

La directiva indica tener en cuenta la influencia del proyecto sobre la población y su calidad de vida. En este caso, la grúa afecta en su funcionamiento a los operarios que hagan uso de ella con el ruido, o estéticamente al entorno en que se ubique. No deberían existir riesgos sobre la población debido a la grúa cumple todas las normas de seguridad.

Durante el montaje de la grúa, se perturbará temporalmente a la población del entorno, básicamente, por los ruidos y molestias generadas por los vehículos de obra que intervienen en la misma. La grúa afecta en su funcionamiento principalmente a los operarios que hagan uso de ella con el ruido.

En funcionamiento, la grúa genera una degradación paisajística del entorno que se traduce en un impacto visual negativo para su ambiente. Pero dicho impacto visual queda englobado en el entorno de la instalación portuaria.

El impacto paisajístico que pudiera generar desaparece completamente una vez finalizado el desmantelamiento de la instalación.

Si se cumplen todas las normativas de seguridad, la grúa no representa ningún otro riesgo sobre la población.

2.7.6.4. CONTAMINACIÓN DEL ENTORNO

Como hemos dicho en otros apartados, la grúa únicamente utiliza energía eléctrica, por lo que esta no genera otro tipo de residuos. Los únicos residuos que genera son las grasas y aceites utilizados en los engrases, pero como su uso es mínimo, se puede despreciar.

Con un adecuado mantenimiento con el que se evite la corrosión de las diferentes partes de la grúa, no existe posibilidad de contaminación por corrosión.

En la limpieza estética del exterior de la grúa si se pueden generar residuos. Los principales aspectos relacionados con la limpieza de la grúa radican en el consumo de agua, la generación de ruido y la generación y posterior vertido de las aguas de limpieza.

Estas aguas de lavado de la grúa deben de ser tratadas como las de lavado de embarcaciones.

Para evacuar esta agua de limpieza, deben de ser recogidas mediante una canaleta que las conduce a una balsa de decantación de la cual son evacuadas a saneamiento.

Los residuos sólidos retenidos, cuyo impacto radica en la contaminación del medio terrestre y afección al entorno, deben ser evacuados como RSU (Residuos Sólidos Urbanos).

2.7.6.5. FASE DE DESMANTELACIÓN

Cuando la grúa llega al final de su vida útil, toda la estructura metálica se reciclará convirtiéndose en chatarra y aprovechándose a su vez para futuros propósitos. Las partes y componentes de otros materiales (plásticos y cables) así como los motores son fácilmente gestionables para un correcto reciclaje.

A la zapata se le cortarán los pernos y esta se dejará a no ser que se deba quitar, por la construcción de otra nueva grúa.

Dado que la grúa no contiene elementos químicos contaminantes, el desmantelamiento de la misma no supone ningún riesgo medioambiental.

2.8. PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO

La planificación de proyectos forma parte de la gestión de proyectos, la cual emplea cronogramas y diagramas para planear e informar del progreso dentro del entorno del proyecto. Es el proceso para cuantificar el tiempo y recursos que un proyecto costará. La finalidad del planteamiento del proyecto es crear un plan para que un gestor (gestor de proyecto) pueda usar para acompañar el progreso de su equipo. De esta forma se tiene una visión global de los trabajos que están hechos, de los que faltan por hacer, de los que van con retraso y así saber en qué parte del proyecto estamos realmente.

- Bases de la planificación de un proyecto

Inicialmente, el espectro del proyecto y los métodos apropiados para completar el proyecto son determinados.

Siguiendo a este paso, la duración para las distintas tareas necesarias para completar el trabajo son listadas y agrupadas en una estructura de descomposición del trabajo . Las dependencias lógicas entre tareas son definidas usando un diagrama de actividad en red que permite la identificación del camino crítico. Cálculos elaborados sobre los tiempos pueden ser hechos usando software de gestión de proyectos. Entonces los recursos pueden ser estimados y los costos para cada actividad pueden ser optimizados a fin de alcanzar un balance entre uso de recursos y duración total para cumplir con los objetivos del proyecto.

El planeamiento del proyecto no es algo para hacerse solamente una vez al comienzo del proyecto. Observar el progreso de su equipo y actualizar adecuadamente el plan de proyecto debe ser una tarea constante del gerente del proyecto.

- Elementos que se deben tomar en cuenta para planear un proyecto
 1. Determinar las condiciones exactas para que el proyecto sea completado. Antes de que estén absolutamente claros cuales son los objetivos del proyecto, no tiene sentido comenzar a estimar cuanto tiempo llevará y/o cuánto costará.
 2. Hacer un inventario de todo el trabajo que se requiere sea hecho con una estimativa del tiempo necesario para un único miembro del equipo. Esto puede ser hecho en una sesión de planeamiento con todos los miembros del equipo. Tareas que lleven mucho tiempo para terminar necesitan ser partidas en tareas menores.
 3. Identificar todos los recursos necesarios para ejecutar cada elemento terminal de cada tarea. En este momento es donde se puede estimar el costo para entregar cada elemento terminal y, consecuentemente, todo el proyecto.
 4. Decidir si este plan tiene sentido, es decir, si los costos justifican los beneficios. Modificar los objetivos y el trabajo como sea necesario.
 5. Definir dependencias entre tareas. Algunas tareas necesitan ser terminadas antes que otras tareas puedan comenzar. Poniendo las tareas en orden de conclusión, un gerente de proyectos construye una red de proyecto mediante un diagrama PERT.
 6. Calcular el tiempo mínimo para ejecutar el proyecto: es el trayecto más largo a través de la red del proyecto, desde el comienzo del proyecto hasta su extremo final. Este trayecto se llama camino crítico. Las otras tareas pueden ser hechas en paralelo al camino crítico, pero cualquier atraso en las tareas del camino crítico resultará automáticamente en el atraso del proyecto completo.
 7. Crear un cronograma de proyecto, por ejemplo, usando un diagrama de Gantt.

8. Hacer un plan de gestión de riesgos y modificar el proyecto de acuerdo con este plan.
9. Obtener el comportamiento de la organización al iniciar la ejecución del proyecto.

- Software de administración de proyectos

El software de administración de proyectos es un término utilizado en la ingeniería de software que cubre varios tipos de software, entre ellos el utilizado para la planificación de proyectos, manejo y control de presupuesto, asignación de recursos, software para colaboración, software para comunicación, manejo de la calidad y documentación o administración de sistemas, los cuales son usados para manejar la complejidad que conlleva un proyecto grande.

Para el caso de la grúa del presente proyecto la planificación del diseño y de las tareas de construcción sería el que se muestra a continuación:

[illegible]

[illegible]

Tabla 2: Planificación del diseño de la grúa. [Fuente: el autor]

ACTIVIDAD	INICIO DEL PLAN (DIA)	FINAL DEL PLAN (DIA)	DURACIÓN (DIAS)	DIAS																																																																			
				1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68
Planificación tareas de construcción	1	68	68																																																																				
Obtención materiales	1	18	18																																																																				
Planchas de acero pluma	1	4	4																																																																				
Acero columna	5	11	7																																																																				
Armaduras de anclaje	12	13	2																																																																				
Accesorios de la grúa	14	18	5																																																																				
Compra elementos grúa	1	22	22																																																																				
Rodamiento	1	7	7																																																																				
Piñon acoplado	8	10	3																																																																				
Motor-reductor	11	15	5																																																																				
Polipasto	16	22	7																																																																				
Construcción de la estructura	23	43	21																																																																				
Pluma	23	30	8																																																																				
Columna	31	35	5																																																																				
Armaduras de anclaje	36	37	2																																																																				
Accesorios de la grúa	38	39	2																																																																				
Plataforma mantenimiento	40	41	2																																																																				
Escaleras mantenimiento	42	42	1																																																																				
Barandilla seguridad	43	43	1																																																																				
Construcción cimientos	23	31	9																																																																				
Excavación cimientos	23	24	2																																																																				
Costrucción zapata y	25	31	7																																																																				
Montaje de la instalación	44	55	12																																																																				
Montaje de la estructura	44	49	6																																																																				
Montaje elementos de	50	51	2																																																																				
Trabajos eléctricos	52	53	2																																																																				
Montaje estructura	54	55	2																																																																				
Prueba de carga	56	67	13																																																																				
Ensayo de carga en servicio	56	67	13																																																																				

[illegible]

Tabla 3: Planificación de las tareas de construcción. [Fuente: el autor]

2.9. BIBLIOGRAFÍA

Libros

- ERNST, H., Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo I. Principios y elementos constructivos; Ed. Blume, Barcelona, 1970.
- ERNST, H., Aparatos de Elevación y Transporte. Tomo II. Tornos y grúas; Ed. Blume, Barcelona, 1970.
- LARRODE, E., MIRAVETE, A., Grúas; Servicio de Publicaciones Universidad de Zaragoza, Zaragoza, 1996.
- MIRAVETE, A., Aparatos de Elevación y Transporte; Zaragoza, 1994.
- MIRAVETE, A., LARRODE, E., Los transportes en la ingeniería industrial; Servicio de Publicaciones Universidad de Zaragoza, Zaragoza, 2002.
- R. ARGÜELLES, La estructura metálica hoy, Tomo I, Volumen I.

Documentación titulación, Grado en Ingeniería Marítima.

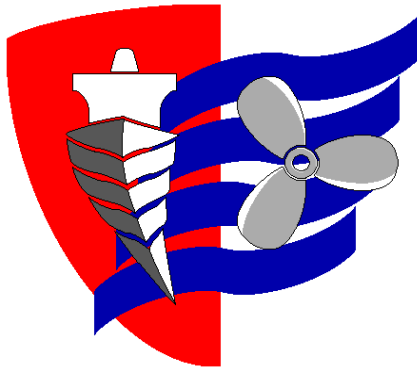
- Mecánica y resistencia de materiales. Profesor, Manuel Ángel Andrés Roiz.
- Optimización energética y proyectos. Profesor, José Isla Romero y Jesús María Villar González.
- Construcción naval I. Profesor, Luis Manuel Vega Antolín.
- Modelado 3D de elementos del buque. Profesor, Fernando Fadón Salazar.

Catálogos comerciales

- ROTHE ERDE; Grandes rodamientos. 2006.
- BONFIGLIOLI; Reductores. 2015.
- BONFIGLIOLI; Motores. 2017.
- ESCOGEAR; Acoplamientos flexibles. 2016.
- DEMAG; Polipastos de cable. 2017.
- SKF; Rodamientos de bolas. 2017.

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

PROYECTO DE GRÚA PARA IZAR BARCOS DEPORTIVOS

(Crane project to hoist sports boats)

Para acceder al Título de Grado en

INGENIERÍA MARÍTIMA

3. ANEXOS

Autor: Alejandro Soria Durán

Director: Fernando Fadón Salazar

Septiembre - 2018

3. INDICE ANEXOS

ANEXO 1: CÁLCULOS

3.1. RESUMEN DE LAS DIMENSIONES Y CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE LA GRÚA.....	7
3.2. DIMENSIONAMIENTO DE LA ESTRUCTURA	9
3.2.1. INTRODUCCIÓN	9
3.2.2. CLASIFICACIÓN DE LOS MECANISMOS Y DEL APARATO	10
3.2.2.1. CLASIFICACIÓN DE LOS MECANISMOS.....	10
3.2.2.1.1. MECANISMO DE IZADO Y TRASLACIÓN	13
3.2.2.1.2. MECANISMO DE GIRO.....	15
3.2.2.2. CLASIFICACIÓN DEL APARATO	16
3.3. DESCRIPCIÓN Y EVALUACIÓN DE SOLICITACIONES SOBRE LA ESTRUCTURA	19
3.3.1. SOLICITACIONES PRINCIPALES.....	19
3.3.2. SOLICITACIONES DEBIDAS A MOVIMIENTOS VERTICALES	19
3.3.3. SOLICITACIONES DEBIDAS A MOVIMIENTOS HORIZONTALES	21
3.3.4. SOLICITACIONES DEBIDAS A EFECTOS CLIMÁTICOS	22
3.3.5. DETERMINACIÓN DE COMBINACIONES DE SOLICITACIONES.....	28
3.3.6. MÉTODO EMPLEADO EN EL CÁLCULO	30
3.3.7. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS.....	31
3.4. ESFUERZOS PRODUCIDOS EN LA GRÚA	38
3.4.1. REACCIONES PRODUCIDAS EN LA ESTRUCTURA	38
3.4.2. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS.....	39
3.5. DIMENSIONAMIENTO DEL CONTRAPESO	40
3.6. DIMENSIONAMIENTO DE LA PLUMA	41
3.6.1. PLANTEAMIENTO DE LA PLUMA	41
3.6.2. DETERMINACIÓN DE LAS SOLICITACIONES DE LA PLUMA	42
3.6.3. CASOS DE COMBINACIÓN DE SOLICITACIONES	43
3.6.4. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DE LA PLUMA	46
3.7. DIMENSIONAMIENTO DE LA COLUMNA.....	53
3.7.1. PLANTEAMIENTO DE LA COLUMNA	53
3.7.2. DETERMINACIÓN DE LAS SOLICITACIONES DE LA COLUMNA.....	54
3.7.3. CASOS DE COMBINACIÓN DE SOLICITACIONES	55
3.7.4. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DE LA COLUMNA.....	57
3.7.5. PANDEO DE LA COLUMNA	63

3.8.	DIMENSIONAMIENTO DE LA CIMENTACIÓN Y DEL ANCLAJE	66
3.8.1.	DIMENSIONAMIENTO DE LA ZAPATA	66
3.8.1.1.	CÁLCULO DE LA PRESIÓN DEL TERRENO MÁXIMA EN FUNCIÓN DE LAS DIMENSIONES DE LA ZAPATA	70
3.8.1.2.	COMPROBACIONES EN EL DISEÑO DE LA ZAPATA	73
3.8.2.	RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DE LA ZAPATA	79
3.8.3.	DIMENSIONAMIENTO DEL ANCLAJE	84
3.8.3.1.	DISEÑO DE LA PLACA DE ANCLAJE	85
3.8.3.2.	CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE LA PLACA DE ANCLAJE	86
3.8.3.3.	CÁLCULO DE LOS PERNOS DE ANCLAJE	88
3.8.4.	RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DEL SISTEMA DE ANCLAJE	93

ANEXO 2: ANÁLISIS ESTRUCTURAL MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS

3.9.	ANÁLISIS ESTRUCTURAL MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS.....	97
-------------	---	-----------

ANEXO 3: CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DE LA GRÚA

3.10.	DIMENSIONADO DE LOS ELEMENTOS.....	107
3.10.1.	ELECCIÓN DEL RODAMIENTO DE LA GRÚA	107
3.10.1.1.	DISEÑO CONSTRUCTIVO DEL RODAMIENTO DE LA GRÚA	107
3.10.1.2.	CARGAS Y ESFUERZOS SOBRE EL RODAMIENTO	108
3.10.1.3.	FACTORES DE CARGA PARA LA SELECCIÓN DEL RODAMIENTO	113
3.10.1.4.	CARACTERÍSTICAS DE LA SELECCIÓN	115
3.10.1.5.	SELECCIÓN DEL RODAMIENTO	116
3.10.1.6.	TORNILLOS DE FIJACIÓN	120
3.10.1.7.	RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DEL RODAMIENTO DE GIRO	122
3.10.2.	CÁLCULO DEL PIÑÓN DE GIRO	126
3.10.2.1.	DIMENSIONAMIENTO DEL PIÑÓN DE GIRO	127
3.10.2.2.	RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DEL PIÑÓN DE GIRO	129
3.10.2.3.	COMPROBACIONES	130
3.10.2.4.	RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DEL PIÑÓN DE GIRO	150
3.10.3.	CONJUNTO MOTOR-REDUCTOR	155
3.10.3.1.	SOLICITACIONES SOBRE LA CORONA	155
3.10.3.2.	ELECCIÓN DEL REDUCTOR	156
3.10.3.3.	DIMENSIONAMIENTO DEL REDUCTOR	162
3.10.3.4.	ELECCIÓN DEL MOTOR	163
3.10.3.5.	RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DEL MOTOR-REDUCTOR	168
3.10.4.	ACOPLAMIENTO FLEXIBLE	171

3.10.5. MECANISMO DE ELEVACIÓN Y TRASLACIÓN	172
3.10.5.1. ELECCIÓN DEL POLIPASTO.....	173
3.10.5.2. TOPES FINAL DE CARRERA	179
3.10.5.3. SELECCIÓN DEL CARRIL DE RODADURA	179

ANEXO 4: CATÁLOGOS DE LOS FABRICANTES

3.11. GRANDES RODAMIENTOS ROTHE ERDE	181
3.12. REDUCTORES BONFIGLIOLI.....	193
3.13. MOTORES BONFIGLIOLI.....	198
3.14. ACOPLAMIENTO FLEXIBLE.....	201
3.15. POLIPASTO DE CABLE	206
3.16. RODAMIENTO DE BOLAS SKF.....	210

INDICE DE FIGURAS

Figura 1: Dimensiones principales. [Fuente: el autor]	7
Figura 2: Parámetros del coeficiente de sombra	26
Figura 3: Solicitaciones que actúan sobre la estructura (amarillo y rojo) y fuerzas debidas al viento sobre la estructura (verde). [Fuente: el autor]	37
Figura 4: Fuerzas debidas al peso propio y reacciones. [Fuente: el autor].....	40
Figura 5: Fuerzas debidas al peso propio y reacciones en la pluma. [Fuente: el autor]	53
Figura 6: Fuerzas debidas al peso propio y reacciones en la columna. [Fuente: el autor]	62
Figura 7: Macizo de anclaje[Fuente: Ernst, 1961b].....	67
Figura 8: Macizo de anclaje. [Fuente: Larrodé, Miravete]	68
Figura 9: Fuerzas que actuan en la zapata. [Fuente: Larrodé, Miravete].....	70
Figura 10: Zapata rigida/flexible. [Fuente: el autor]	74
Figura 11: Comprobación estabilidad. [Fuente: Larrodé, Miravete]	75
Figura 12: Distribución trapezoidal de tensiones. [Fuente: Larrodé, Miravete].	77
Figura 13: Distribución triangular de tensiones. [Fuente: Larrodé, Miravete].....	78
Figura 14: Estabilidad al vuelco. [Fuente: Larrodé, Miravete]	79
Figura 15: Ley de repartición uniforme en una zona de la placa. [Fuente: Larrodé, Miravete].....	88
Figura 16: Patilla normalizada [Fuente: Fornons].....	91

Figura 17: Conjunto de la cimentación. [Fuente: el autor].....	96
Figura 18: Esfuerzos soportados por el rodamiento.....	109
Figura 19: Cargas sobre la grúa.....	110
Figura 20: Fuerzas a considerar para la selección del rodamiento. [Fuente: el autor]	112
Figura 21: Sección característica de la serie KD 600.....	117
Figura 22: Nomenclatura engranajes de dientes rectos.[Fuente: ingemecanica] ..	128
Figura 22: Acoplamiento.	162
Figura 23: Entrada reductor.	162
Figura 24: Tipo de solicitud, DEMAG.....	173
Figura 25: Disposición del cable de 4/1.	175

INDICE DE TABLAS

<i>Tabla 1: Características y dimensiones principales de la grúa. [Fuente: el autor]</i>	<i>8</i>
<i>Tabla 2: Clases de utilización de los mecanismos. [Fuente: FEM]</i>	<i>11</i>
<i>Tabla 3: Coeficientes nominales del espectro de cargas para los mecanismos, Km. [Fuente: FEM].....</i>	<i>12</i>
<i>Tabla 4: Grupos de clasificación de mecanismos completos. [Fuente: FEM]</i>	<i>13</i>
<i>Tabla 5: Clasificación de los mecanismos. [Fuente: el autor]</i>	<i>16</i>
<i>Tabla 6: Clases de utilización de los aparatos. [Fuente: FEM]</i>	<i>16</i>
<i>Tabla 7: Coeficiente nominal del espectro de cargas para los aparatos. [Fuente: FEM].....</i>	<i>18</i>
<i>Tabla 8: Grupos de clasificación del aparato completo.....</i>	<i>18</i>
<i>Tabla 9: Valores de velocidades y presiones de viento. [Fuente: FEM].....</i>	<i>23</i>
<i>Tabla 10: Valores de Cf para distintos tipos de estructuras. [Fuente: FEM]</i>	<i>25</i>
<i>Tabla 11: Determinación del coeficiente de sombra η. [Fuente: FEM].....</i>	<i>26</i>
<i>Tabla 12: Coeficiente de mayoración. [Fuente: FEM]</i>	<i>28</i>
<i>Tabla 13: Resumen de las fuerzas debidas al viento. [Fuente: el autor].....</i>	<i>37</i>
<i>Tabla 14: Cálculo del contrapeso. [Fuente: el autor].....</i>	<i>41</i>
<i>Tabla 15: Coeficiente de pandeo w. [Fuente: N. Larburu].....</i>	<i>65</i>
<i>Tabla 16: Presiones admisibles en el terreno en kg/cm² según DIN 1054.....</i>	<i>69</i>
<i>Tabla 17: Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino. [Fuente; Normativa ISO].....</i>	<i>90</i>
<i>Tabla 18: Tabla del coeficiente m [Fuente: Fornons]</i>	<i>91</i>
<i>Tabla 19: Valores de β [Fuente: Fornons].....</i>	<i>92</i>
<i>Tabla 20: Factores de carga para la selección de rodamientos (con excepción de</i>	

<i>los tipos 13 y 21 de la serie KD 210).</i>	114
<i>Tabla 21: Rodamientos serie KD 600.</i>	116
<i>Tabla 22: Fuerzas de tensado y momentos de apriete.</i>	121
<i>Tabla 23: Tensión flectora admisible piñón acoplado.</i>	126
<i>Tabla 24: Formulario de engranajes cilíndricos rectos.</i>	128
<i>Tabla 25: Grado de choque.</i>	133
<i>Tabla 26: Factor de servicio KA.</i>	133
<i>Tabla 27: Tipo de curva según la calidad ISO.</i>	134
<i>Tabla 28: Materiales más usuales en el diseño de engranajes.</i>	137
<i>Tabla 29: Clasificación según factor de marcha.</i>	158
<i>Tabla 30: Reductor epicicloidal 305 L Bonfiglioli.</i>	161
<i>Tabla 31: Factor de corrección según el tipo de servicio.</i>	165
<i>Tabla 32: Factor de corrección según el tipo de servicio. [Fuente: Bonfiglioli].</i>	166
<i>Tabla 33: Factor de servicio del acoplamiento.</i>	172
<i>Tabla 34: Criterios de selección del polipasto.</i>	176
<i>Tabla 35: Tabla de selección del polipasto DEMAG.</i>	177
<i>Tabla 36: Especificaciones polipasto DEMAG.</i>	178
<i>Tabla 37: Dimensiones y pesos de carril tipo Llanton.</i>	179
<i>Tabla 38: Perfil tipo Llanton.</i>	179

INDICE DE GRAFICAS

<i>Gráfica 1: Representación de ψ en función de VL</i>	20
<i>Gráfica 2: Curva de carga limite estática</i>	118
<i>Gráfica 3: Curva de vida útil.</i>	119
<i>Gráfica 4: Factor de forma YF.</i>	132
<i>Gráfica 5: Factor de velocidad KV.</i>	134
<i>Gráfica 6: Factor de distribución de carga KM.</i>	135
<i>Gráfica 7: Factor YNT.</i>	139
<i>Gráfica 8: Factor de concentración de tensiones $Y_{\delta relT}$.</i>	140
<i>Gráfica 9: Factor Y_{RrelT}.</i>	141
<i>Gráfica 10: Factor de tamaño Y_x.</i>	142
<i>Gráfica 11: Obtención del factor ZNT.</i>	148
<i>Gráfica 12: Factores de servicio.</i>	159

ANEXO 1: CÁLCULOS

3.1. RESUMEN DE LAS DIMENSIONES Y CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES DE LA GRÚA

Las dimensiones y características principales de la grúa, para un primer dimensionamiento aproximado para el diseño con contrapeso se resumen en la siguiente figura y tabla:

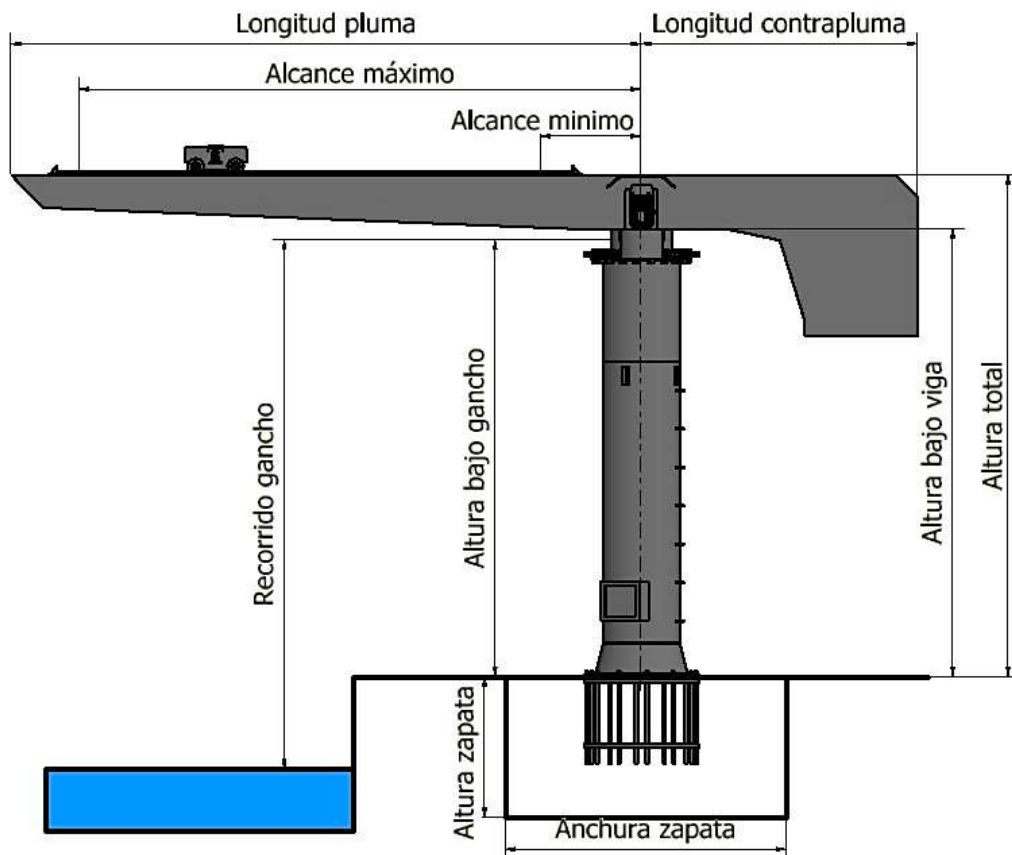


Figura 1: Dimensiones principales. [Fuente: el autor]

Características técnicas principales	
Capacidad de carga (Tn)	8
Alcance máximo (m)	7,3
Alcance mínimo (m)	1,3
Ángulo cubierto (°)	360°
Corriente de alimentación (V)	Alterna trifásica 220/380 V a 50 Hz
Peso del polipasto (kg)	700
Peso del contrapeso (kg)	15 165
Peso estructura (kg)(Pluma+columna)	9 223
Estructura	Metálica
Sistema de traslación y elevación	Polipasto eléctrico
Sistema de giro	Eléctrico
Mando	Por botonera
Grupo FEM	M6

Dimensiones principales	
Altura total (m)	6,5
Altura bajo viga (m)	5,8
Altura bajo gancho (m)	5,7
Longitud pluma (m)	8,2
Longitud contrapluma (m)	3,6
Ancho zapata (m)	3
Altura zapata (m)	1,5
Recorrido del gancho hasta (m)	11
Cimentación (m)	4,05x4,05x1,5

Características mecanismos	
Velocidad de elevación (m/min)	4
Potencia motor elevación (kW)	12,4
Velocidad de traslación (m/min)	20
Potencia motor traslación (kW)	1,1
Velocidad de giro (rpm)	0,5
Potencia motor de giro (kW)	1,1

Tabla 1: Características y dimensiones principales de la grúa. [Fuente: el autor]

3.2. DIMENSIONAMIENTO DE LA ESTRUCTURA

3.2.1. INTRODUCCIÓN

Los cálculos de la estructura han sido realizados siguiendo las reglas descritas en el libro Grúas de Emilio Larrodé y Antonio Miravete el cual se rige por la normativa FEM.

La estructura de un aparato de elevación se puede definir como el conjunto de elementos resistentes del mismo, cuyo objetivo es el de absorber los esfuerzos generados por las diferentes solicitaciones y transmitirlos a la estructura fija.

Para nuestro caso particular de la grúa de columna fija, existen distintos elementos resistentes. Se distinguen dos elementos principales: La pluma y la columna.

La técnica de cálculo de la estructura de la grúa de columna fija se compone de varias fases:

- a) Determinación de solicitaciones y sus posibles combinaciones que actúan sobre la estructura.
- b) Obtención de desplazamientos, esfuerzos, tensiones y reacciones existentes en cada uno de los elementos resistentes mediante el proceso de cálculo correspondiente.
- c) Comprobación de los valores obtenidos con los valores admisibles de elasticidad, resistencia y estabilidad.

Para el diseño desde cero de una estructura de la grúa, se ha de partir de una primera hipótesis de la forma de esta, lo que proporciona una aproximación del peso y las distancias necesarias para el cálculo. Con esta primera aproximación, se obtiene un dimensionamiento de la estructura que permite pre-diseñar los perfiles y secciones a emplear.

Una vez pre-dimensionados los perfiles, se pueden comprobar numéricamente o realizar un análisis mediante EF (elementos finitos) y de

esta manera, realizar el correspondiente redimensionamiento final que asegure el correcto funcionamiento de la instalación.

3.2.2. CLASIFICACIÓN DE LOS MECANISMOS Y DEL APARATO

La clasificación de grúas y aparatos de elevación es un sistema que permite establecer el diseño de las estructuras y de los mecanismos sobre bases racionales.

Sirve de cuadro de referencia a los compradores y a los fabricantes, en cuanto que permite adecuar un aparato dado a las condiciones de servicio para los cuales es requerido.

Las solicitaciones existentes sobre la estructura de la grúa se van a calcular mediante la normativa FEM, la cual tiene su norma española UNE equivalente.

La obtención de las solicitaciones se realiza aplicando el método que se explica en la sección I de la FEM, al cual pertenece la grúa giratoria de columna fija.

3.2.2.1. CLASIFICACIÓN DE LOS MECANISMOS

Vamos a tratar de clasificar las tres partes (mecanismos) que conforman el aparato de elevación, pues no tienen el mismo nivel de uso los tres mecanismos ni por tanto el mismo nivel de exigencia.

Para ello seguiremos el procedimiento que propone la norma que es muy similar al de la clasificación del aparato.

La clase de utilización se determina por la duración del servicio previsto en horas. La duración del servicio total máximo puede calcularse a partir de la duración del servicio diario medio, en horas, del número de días laborales por año y del número previsto de años de servicio.

El estado de carga del mecanismo indica en qué media un mecanismo está sometido a una carga máxima, o solamente a cargas reducidas.

Para nuestro proyecto, se partirá de una duración de 15 años, contando una utilización anual de 200 días y 7 ciclos por día.

$$7 \frac{\text{Ciclos}}{\text{Día}} \cdot 200 \frac{\text{Días}}{\text{Año}} \cdot 15 \frac{\text{Años}}{\text{Vida útil}} = 21\,000 \frac{\text{Ciclos}}{\text{Vida útil}}$$

Los mecanismos que vamos a clasificar son:

- Mecanismo de izado y traslación (polipasto).
- Mecanismo de giro.

Para cada uno emplearemos la clasificación que nos proporciona la norma y que es la misma para los tres, en la que incluimos la clase de utilización y los estados de carga. Para ello nos apoyaremos en las siguientes tablas:

- La clase de utilización.

Esta clase se realiza contabilizando el tiempo en el que éste se encuentra en servicio, considerándose en servicio únicamente cuando está en movimiento.

Para ello la normativa cuenta con una tabla donde entrando con el número de horas de duración, se puede clasificar el mecanismo.

Clase de utilización	Duración total de servicio en horas	Observaciones
T0	200	Utilización ocasional
T1	400	
T2	800	
T3	1 600	
T4	3 200	Utilización regular en servicio ligero
T5	6 300	Utilización regular en servicio intermitente
T6	12 000	Utilización regular en servicio intensivo
T7	25 000	Utilización intensiva
T8	50 000	
T9	100 000	

Tabla 2: Clases de utilización de los mecanismos. [Fuente: FEM]

- El estado de carga.

El estado de carga, indica en qué medida el mecanismo está sometido a la carga máxima o a otras cargas menores y en qué proporción. Para ello, tenemos el parámetro Km:

$$Km = \sum_{i=1}^n \left[\frac{t_i}{t_T} \times \left(\frac{P_i}{P_{m\acute{a}x}} \right)^m \right]$$

Donde:

T_i = Duración media de servicio del mecanismo a niveles de carga individual

t_T = Tiempo total de las duraciones individuales de todos los niveles de carga

P_i = Magnitudes individuales de carga característica del mecanismo

$P_{m\acute{a}x}$ = Carga útil del mecanismo

$m = 3$

i = nivel de carga significativo = 1,2,3 ..., n

La norma nos proporciona una tabla para obtener el valor de Km, sin necesidad de conocer todos los parámetros.

Estado de carga	Km	Observaciones
L1-Ligero	0,125	Mecanismo sometido excepcionalmente a la carga máxima de servicio y normalmente a cargas muy pequeñas.
L2-Moderado	0,25	Mecanismo sometido frecuentemente la carga máxima de servicio y corrientemente cargas pequeñas.
L3-Pesado	0,50	Mecanismo sometido frecuentemente la carga máxima de servicio y corrientemente cargas medianas.
L4-Muy pesado	1,00	Mecanismo corrientemente sometido a su carga máxima de servicio.

Tabla 3: Coeficientes nominales del espectro de cargas para los mecanismos, Km. [Fuente: FEM]

La norma también nos proporciona la tabla para poder clasificar los mecanismos completos.

Estado de Carga	Km	Clase de utilización del Mecanismo									
		T0	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
L1-Ligero	0,125	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2-Moderado	0,25	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3-Pesado	0,50	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8
L4-Muy pesado	1,00	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8

Tabla 4: Grupos de clasificación de mecanismos completos. [Fuente: FEM]

A continuación, vamos a clasificar los mecanismos de izado, traslación y giro.

3.2.2.1.1. MECANISMO DE IZADO Y TRASLACIÓN

- Clase de utilización.

Para el mecanismo de izado tenemos que tener en cuenta la distancia máxima que recorre el gancho que es de 11 metros y la velocidad de izado que es de 4 m/min. Con estos dos parámetros calculamos el tiempo que tarda en izar el gancho desde la distancia máxima de recorrido hasta la posición de origen.

$$Tiempo = \frac{Distancia\ máx}{Velocidad\ izado} = \frac{11\ m}{4\ m/min} = \frac{11\ m}{0,06\ m/s} = 183,33\ s$$

Como al realizar una maniobra de izado, el gancho tiene que hacer 2 subidas, una sin carga y otra con carga, y 2 bajadas, una sin carga y otra con carga. En total son 4 movimientos, con lo cual si multiplicamos por el tiempo de izado obtenemos el tiempo que se tarda en hacer la maniobra completa.

$$Tiempo\ maniobra = Tiempo \cdot 4 = 183,33\ s \times 4 = 733,33\ s$$

Teniendo en cuenta este dato, multiplicando por los ciclos de vida útil obtenemos la duración total del servicio.

$$733,33 \frac{s}{Ciclo} \cdot 21\,000 \frac{Ciclos}{Vida\ útil} \cdot \frac{1\ h}{3\,600\ s} = 4\,277,75 \frac{h}{Vida\ útil}$$

Con este valor entramos en la tabla 1 y le corresponde a una clase de utilización **T5** lo que significa que es una utilización regular en servicio intermitente.

En cuanto a la traslación del polipasto, este tiene una velocidad de 20 m/min y recorre en el caso más desfavorable 12 m.

$$Tiempo = \frac{Distancia\ recorrida\ máx}{Velocidad} = \frac{12\ m}{20\ m/min} = \frac{12\ m}{0,333\ m/s} = 36\ s$$

$$36 \frac{s}{Ciclo} \cdot 21\,000 \frac{Ciclos}{Vida\ útil} \cdot \frac{1\ h}{3\,600\ s} = 210 \frac{h}{Vida\ útil}$$

Con este valor entramos en la tabla 1 y le corresponde a una clase de utilización **T0** lo que significa que es una utilización ocasional.

- Estado de carga.

Empleando la tabla 3, podemos consideraremos que nuestro mecanismo de izado y traslación tiene un estado de carga **L3-Pesado**.

Por lo tanto, y teniendo en cuenta la tabla de clasificación del mecanismo completo, tabla 4, el mecanismo de izado se clasifica como **M6** y en el caso de la traslación se clasifica como **M1**.

3.2.2.1.2. MECANISMO DE GIRO

- Clase de utilización.

Para el caso del rodamiento de giro, se ha considerado que en cada ciclo de maniobra éste trabaja para ajustar las posiciones inicial y final de la carga.

Teniendo en cuenta que la velocidad de giro es 0,5 rpm.

Vamos a considerar la situación más desfavorable (180° antes de izado +180° antes de arriostrado +180° margen de vuelta a posición inicial). Con ello calcularemos el tiempo de giro:

$$0,5 \text{ rpm} \cdot \frac{2\pi}{60} = 0,016666\pi \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$180^\circ \cdot 3 = 540^\circ = 3\pi \text{ rad}$$

$$\text{Tiempo de giro} = \frac{3\pi \text{ rad}}{0,016666\pi \frac{\text{rad}}{\text{s}}} = 180 \text{ s}$$

Con el tiempo de giro, procedemos a calcular la duración del mecanismo:

$$180 \frac{\text{s}}{\text{Ciclo}} \cdot 21\,000 \frac{\text{Ciclos}}{\text{Vida útil}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3\,600 \text{ s}} = 1\,050 \frac{\text{h}}{\text{Vida útil}}$$

Este valor se corresponde con una clase de utilización **T3** uso ocasional.

- Estado de carga.

Para el mecanismo de giro consideraremos que es un estado de carga **L3-Pesado**.

Por lo tanto, y teniendo en cuenta la tabla de clasificación del mecanismo completo, tabla 3, el mecanismo de giro se clasifica como **M4**.

En la siguiente tabla podemos ver un resumen de la clasificación de los mecanismos.

Mecanismo	Utilización	Estado de carga	Clasificación
Izado	T5	L3	M6
Traslación	T0	L3	M1
Giro	T3	L3	M4

Tabla 5: Clasificación de los mecanismos. [Fuente: el autor]

3.2.2.2. CLASIFICACIÓN DEL APARATO

Los parámetros que se han de tener en cuenta para determinar el grupo al que pertenece un aparato son:

- La clase de utilización.

En función del número máximo de horas de maniobra a lo largo de su vida útil.

Para determinar una duración de vida apropiada, es preciso considerar los elementos económicos, técnicos y de ambiente, teniendo en cuenta la influencia del envejecimiento técnico.

El número total de horas de maniobra probable está ligado al factor de utilización del aparato, por razones de comodidad, el espectro de los números de horas de maniobra ha sido dividido en siete clases de utilización.

Grupo	A	B	C	D	E	F	G
Vida en horas	800	1600	3200	6300	12500	25000	50000

Tabla 6: Clases de utilización de los aparatos. [Fuente: FEM]

Como hemos dicho anteriormente, el tiempo máximo que tarda cada elemento en realizar su movimiento es el siguiente:

- Traslación: 36 s
- Izado: 733,33 s
- Giro: 180 s

En total son 949,33 s el tiempo máximo que tarda en completar un ciclo de trabajo, como en nuestro planteamiento hemos supuesto que se hacen 7 ciclos al día, en total son 1,845 h.

Para obtener las horas de vida útil de nuestro aparato empleamos la siguiente ecuación:

$$1,845 \text{ h} \cdot 200 \frac{\text{días}}{\text{año}} \cdot 15 \text{ años} = 5\,537 \text{ h}$$

Con este valor estamos en el **grupo D**.

- El estado de cargas.

En función del número de ciclos para cada nivel de carga:

Es función del número de veces que es elevada una carga del orden de magnitud correspondiente a la capacidad del aparato. El coeficiente que representa el estado de carga de un aparato es el coeficiente Kp, que viene dado por la siguiente expresión:

$$Kp = \sum_{i=1}^n \left[\frac{c_i}{c_T} \times \left(\frac{P_i}{P_{m\acute{a}x}} \right)^m \right]$$

Donde:

C_i = Número medio de ciclos de maniobra para cada nivel de carga distinto

C_T = Total de ciclos de carga individuales para todos los niveles de carga

P_i = Magnitudes individuales de carga característica de servicio de aparato

$P_{m\acute{a}x}$ = Carga útil del aparato

$m = 3$

i = nivel de carga significativo = 1,2,3 ..., n

Además de la formula, la propia norma proporciona una tabla donde podemos obtener el valor de Kp si no sabemos algún dato de la formula o es complicado obtenerlo. De esta forma es mucho más rápido obtener el valor de Kp:

Estado de carga	Kp	Observaciones
Q1-Ligero	0,125	Aparato que levanta raramente la carga máxima de servicio y corrientemente cargas muy pequeñas.
Q2-Moderado	0,25	Aparato que levanta frecuentemente la carga máxima de servicio y corrientemente cargas pequeñas.
Q3-Pesado	0,50	Aparato que levanta frecuentemente la carga máxima de servicio y corrientemente cargas medianas.
Q4-Muy pesado	1,00	Aparato que corrientemente maneja cargas próximas a la carga máxima de servicio.

Tabla 7: Coeficiente nominal del espectro de cargas para los aparatos.

[Fuente: FEM]

Para el proyecto consideraremos que es un estado de carga **Q3-Pesado**.

Con estos parámetros calculados de clase de utilización y estado de carga, empleando la tabla que nos proporciona la norma, procedemos a clasificar nuestro aparato:

		Vida del Mecanismo						
		A	B	C	D	E	F	G
Estado de Carga	1			M3	M4	M5	M6	M7
	2		M3	M4	M5	M6	M7	M8
	3	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
	4	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8

Tabla 8: Grupos de clasificación del aparato completo.

Por lo cual para un aparato con una clase de utilización está dentro del grupo D y un estado de carga Q3, la clasificación global que le corresponde es la **M6**.

3.3. DESCRIPCIÓN Y EVALUACIÓN DE SOLICITACIONES SOBRE LA ESTRUCTURA

Para proceder a realizar el cálculo de la estructura, se han de determinar las diferentes solicitaciones que actúan sobre la grúa en funcionamiento, teniendo en cuenta los factores de seguridad que les afectan a cada una de ellas.

3.3.1. SOLICITACIONES PRINCIPALES

Las solicitaciones principales a las que está sometida la grúa son las siguientes:

- Solicitaciones debidas a la carga de servicio más el peso de los elementos accesorios.
- Solicitaciones debidas al peso de todos los elementos que componen la grúa, a excepción de la carga de servicio. En principio, haremos una estimación de los valores, de forma orientativa para poder realizar los primeros cálculos, después, se tendrán que realizar modificaciones en los pesos. Ésta primera estimación se realizará teniendo en cuenta la longitud que han de tener la pluma y la columna para satisfacer las prestaciones de la grúa.

3.3.2. SOLICITACIONES DEBIDAS A MOVIMIENTOS VERTICALES

Estas solicitaciones se pueden dividir a su vez en dos, las cuales son: la manipulación de la carga que izaremos y las aceleraciones o deceleraciones sobre el movimiento de elevación.

- Solicitaciones debidas a la manipulación de la carga izada.

Se tienen en cuenta multiplicando la carga de servicio por un factor denominado coeficiente dinámico, ψ .

La expresión de esta sollicitación es la siguiente:

$$Q_{LC} = Q_L \cdot \psi$$

Este coeficiente dinámico se define mediante la ecuación siguiente:

$$\psi = 1 + \xi \cdot V_L$$

Donde:

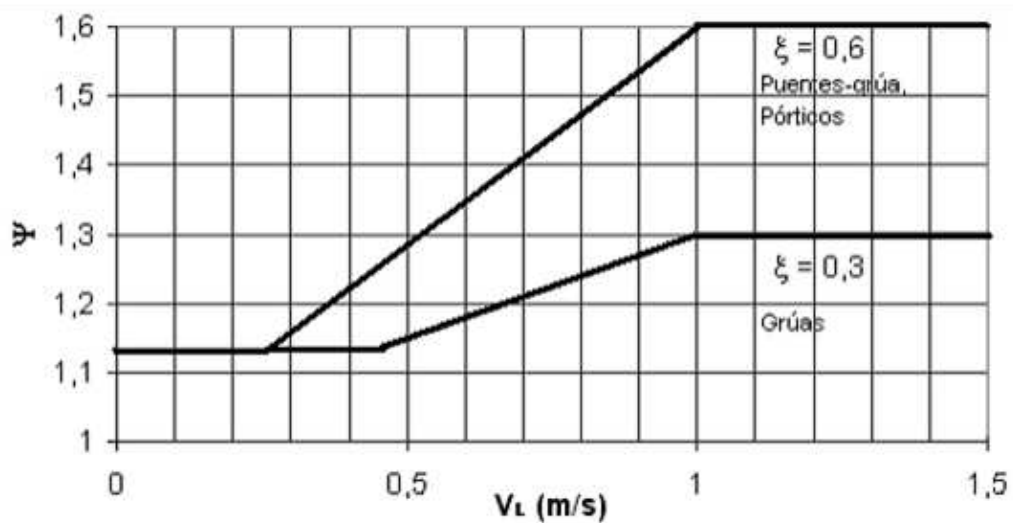
V_L = velocidad de elevación (m/s).

ξ = coeficiente experimental.

$\xi = 0,6$ para puentes – grúa y pórticos.

$\xi = 0,3$ para grúas (nuestro caso).

Los valores se obtienen también a partir de la siguiente gráfica:



Gráfica 1: Representación de ψ en función de V_L . [Fuente: FEM]

- Sollicitación debida a la aceleración o deceleración de la carga.

Las sollicitaciones debidas a la aceleración o deceleración en el movimiento de elevación se despreciarán debido a que el coeficiente ψ ya tiene en cuenta la manipulación de la carga de servicio.

3.3.3. SOLICITACIONES DEBIDAS A MOVIMIENTOS HORIZONTALES

Se distinguen dos tipos de solicitudes.

- Efectos de la fuerza centrífuga.

Se tiene en cuenta el efecto que genera la aceleración debida al movimiento de giro de la grúa.

La fuerza de inercia será:

$$F_{in} = m \cdot a_G$$

Donde:

$m = \text{masa kg}$

$a_G = \text{aceleración m/s}^2$

- Efectos de los choques de topes.

Este tipo de solicitudes sólo se considera cuando el choque se produce sobre la estructura, o cuando se produce sobre la carga suspendida.

Para el caso de la carga suspendida, éste se tiene en consideración cuando la velocidad de desplazamiento es superior a 0,7 m/s. Los esfuerzos resultantes sobre la estructura se calculan en función de la deceleración que el tope impone al aparato. Se admite que el tope es capaz de absorber la energía cinética del aparato correspondiente a 0,7 m/s de la velocidad de traslación.

Para el caso en el que se produce el choque de la carga suspendida, se consideran las solicitudes debidas al choque de carga, cuando ésta está rígidamente guiada. En el caso del presente proyecto, como la carga no está guiada y va suspendida, no se tendrá en cuenta esta solicitud.

3.3.4. SOLICITACIONES DEBIDAS A EFECTOS CLIMÁTICOS

Las solicitaciones debidas a los efectos climáticos pueden ser de tres tipos diferentes: las resultantes de la acción del viento, de la sobrecarga de nieve y de las variaciones de temperatura.

- Acción del viento

Se debe resaltar que todos los cálculos relacionados con el viento son aproximados, debido a su propia naturaleza al no ser una fuerza constante. Sin embargo, es necesario tenerlos en cuenta y si se emplea un método matemático adecuado, los resultados que se obtienen serán mucho más aproximados y útiles.

El aire a nivel del mar ejerce una presión uniforme de 101,4 kPa. Sin embargo, cuando el aire está en movimiento esta presión se modifica. El viento ejerce una fuerza de presión positiva sobre una superficie en su camino y una fuerza negativa o succión en la superficie opuesta debido a los cambios de presión locales.

La presión estática equivalente inducida por el viento es función de la densidad del aire, que varía con la temperatura, altura y presión barométrica. Estas variaciones son pequeñas, y son normalmente ignoradas a la hora de realizar cálculos prácticos de viento.

La relación de la presión estática viene dada por:

$$q = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot V_w^2$$

Donde:

q = presión en Pa

ρ = es la densidad del aire

V_w = es la velocidad del viento en m/s

Operando para eliminar la densidad de la ecuación, la expresión queda:

$$q = \frac{5}{8} \cdot V_w^2$$

Cuando la velocidad del viento es máxima, se considera que la grúa está fuera de servicio.

Para el caso de nuestra grúa, al estar situada en un puerto a nivel del mar, las velocidades del viento según la altura de la estructura serán:

Caso A: Con la grúa en servicio, 20 m/s

Caso B: Con la grúa fuera de servicio, 36 m/s

Con la siguiente tabla se representan diferentes valores de velocidad y presión del viento.

Altura del elemento por encima del suelo		Viento límite de servicio					Viento máximo				
m	ft	Velocidad Vw			Presión aerodinámica		Velocidad Vw			Presión aerodinámica	
		m/s	Km/h	Miles p h	Kgf/m ² o daN/m ²	lbs/sq.ft	m/s	Km/h	Miles p h	Kgf/m ² o daN/m ²	lbs/sq.ft
0-20	0-65	20	72	45	25	5	36	130	80	80	16
20-100	65-325						42	150	95	110	22
100<	325<						46	165	105	130	26

Tabla 9: Valores de velocidades y presiones de viento. [Fuente: FEM]

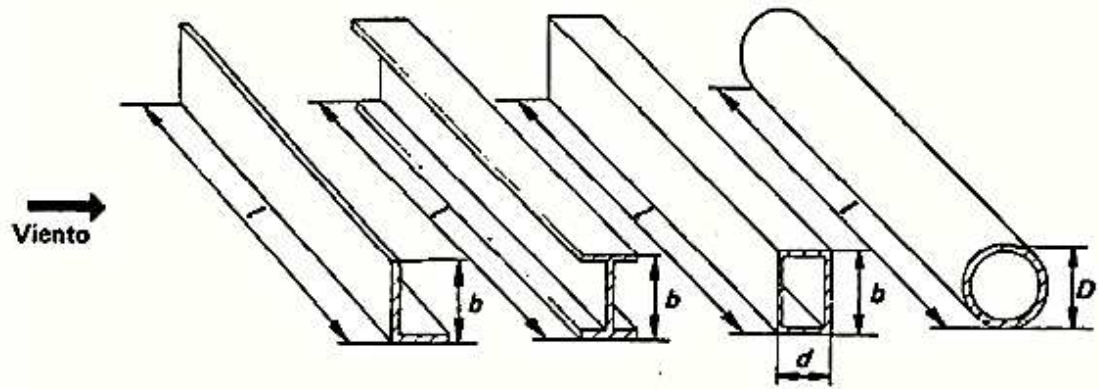
a) Presión del viento sobre objetos

Las expresiones anteriores de la presión del viento son para objetos de formas indefinidas. Evidentemente, un objeto cortante originará menores perturbaciones en la corriente de viento que la que ocasionará una gran superficie plana. A través de ensayos e investigaciones, se han obtenido datos que relacionan la forma de los objetos con la resistencia que ellos inducen.

Los elementos que sufren la presión del viento son la pluma, la columna, la contrapluma, el contrapeso y la carga en servicio.

Para proceder al cálculo de la fuerza que el viento ejerce en los elementos, en la tabla 10 se dan valores de coeficientes para estas fuerzas de oposición para una serie de formas típicas. Para nuestro caso la pluma tiene forma rectangular, la columna tubular, la contrapluma es rectangular y el contrapeso se puede considerar como un cuadrado. Los demás elementos como las barandillas o las escaleras son tubulares también.

Tipo	Descripción	Coeficiente aerodinámico l/b ó l/D					
		6	10	20	30	40	60
Elementos simples	Perfiles laminados en L, en U y chapas planas	1,3	1,35	1,6	1,65	1,7	1,9
	Perfiles redondos, en los que $D v_s < 6 \text{ m}^2/\text{s}$ en los que $D v_s \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$	0,75 0,60	0,80 0,65	0,90 0,70	0,95 0,70	1,0 0,75	1,1 0,8
	Perfiles cuadrados de más de 350 mm de lado y rectangulares de más de 250 mm X 450 mm	b/d					
		≥ 2	1,55	1,75	1,95	2,1	2,2
		1	1,40	1,55	1,75	1,85	1,9
		0,5	1,0	1,2	1,3	1,35	1,4
Marcos simples de celosía	Perfiles de caras planas	1,7					
	Perfiles redondos en los que $D v_s < 6 \text{ m}^2/\text{s}$ en los que $D v_s \geq 6 \text{ m}^2/\text{s}$	1,2 0,8					
Casetas de máquinas, etc.	Estructuras rectangulares llenas, sobre el suelo o sobre fundación maciza (el aire no puede circular bajo la estructura)	1,1					



$$\text{Coeficiente aerodinámico} = \frac{\text{longitud del elemento}}{\text{altura de la sección cara al viento}} = \frac{l}{b} \text{ ó } \frac{l}{D}$$

$$\text{Proporción de sección (Perfiles cuadrados)} = \frac{\text{altura de la sección cara al viento}}{\text{ancho de la sección, paralela al viento}} = \frac{b}{d}$$

Tabla 10: Valores de C_f para distintos tipos de estructuras. [Fuente: FEM]

Cuando un objeto está enfrente de otro idéntico al primero, se debe considerar el efecto “sombra”. Esto es precisamente lo que ocurre con nuestra grúa al tener una ranura en la pluma. Este parámetro está relacionado con la forma y la distancia entre los objetos. La gráfica da valores del coeficiente de sombra, η , el cual representa qué parte del viento sobre el primero de los dos objetos actúa sobre el segundo. El coeficiente puede ser aplicado sucesivamente a cuerpos adicionales.

A la hora de calcular el coeficiente de sombra, habrá que tener en cuenta las medidas de las vigas. En este caso, las vigas son idénticas, por lo que la superficie expuesta al viento es la misma.

La fuerza que ejerce el viento sobre un objeto se expresa como:

$$F_v = q \cdot A \cdot C \cdot \eta$$

Donde:

q = presión estática a la altura h del objeto.

A = área del objeto sobre la que actúa el viento.

C = coeficiente de forma. = C_f para viento actuando normal a la superficie

η = coeficiente de sombra, viene dado en la tabla 11.

Donde η depende de:

$$\varphi = A/A_e \text{ y } b/h$$

A_e = área expuesta al viento mayorada con superficies de posibles agujeros interiores.

Para el caso de grúas aligeradas, estructuras de celosía $A_e > A$.

Para el resto $A = A_e$.

h = altura de la viga.

b = distancia que separa las caras enfrentadas entre el perfil de cálculo y el intermedio.

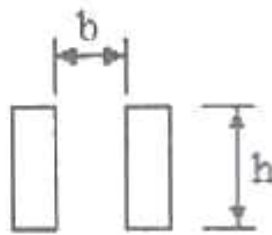


Figura 2: Parámetros del coeficiente de sombra. [Fuente: FEM]

Coeficiente de sombra	Coeficiente de superficie neta $\varphi = \frac{A}{A_e}$							
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1
0,5	0,75	0,4	0,32	0,21	0,15	0,05	0,05	0,05
1	0,92	0,75	0,59	0,43	0,25	0,1	0,1	0,1
2	0,95	0,8	0,63	0,5	0,33	0,2	0,2	0,2
4	1	0,88	0,76	0,66	0,55	0,45	0,45	0,45
5	1	0,95	0,88	0,81	0,75	0,68	0,68	0,68

Tabla 11: Determinación del coeficiente de sombra η . [Fuente: FEM]

b) La acción del viento sobre la carga

Se calcula teniendo en cuenta la mayor superficie posible de exposición al viento y tomando como valor del coeficiente aerodinámico $C = 1$.

Para cargas inferiores a 25 000 daN, en las que el cálculo de la superficie expuesta al viento es de difícil resolución, se pueden tomar a título orientativo los siguientes valores:

- $1 \text{ m}^2/1\ 000 \text{ daN}$ para cargas hasta 5 000 daN.
- $0,5 \text{ m}^2/1\ 000 \text{ daN}$ para cargas desde 5 000 daN a 25 000 daN.

Evidentemente, para una grúa fuera de servicio, no hay carga que evaluar bajo la acción del viento.

c) La acción del viento sobre el contrapeso

Se calculará como si éste fuera una carga. El contrapeso estará colocado en el lado contrario de la carga y la fuerza que el viento ejerza sobre este servirá para contrarrestar el momento torsor que el viento ejercerá sobre la columna.

- Sobrecarga de nieve.

Debido a la ubicación de la grúa, no se tiene en cuenta la sobrecarga de nieve en el cálculo. Si por un casual se produce una nevada, la grúa no se pondrá en servicio si está cargada de nieve.

- Variaciones de temperatura.

Las sollicitaciones debidas a variaciones de temperatura no se consideran ya que los elementos utilizados en el proyecto podrán dilatarse libremente.

3.3.5. DETERMINACIÓN DE COMBINACIONES DE SOLICITACIONES

Según la norma se estipula que se deben considerar tres combinaciones de acciones distintas en el cálculo de las estructuras:

- Caso I. Servicio normal sin viento.
- Caso II. Servicio normal con viento límite.
- Caso III. Solicitaciones excepcionales.

Además, se contempla la incorporación de un coeficiente de mayoración M que depende del grupo al que pertenece el aparato y que aparece en la siguiente tabla:

Grupo	M3	M4	M5	M6	M7	M8
M	1	1	1	1,06	1,12	1,2

Tabla 12: Coeficiente de mayoración. [Fuente: FEM]

La fórmula general de cálculo es:

$$[M \cdot (S_G + \Psi \cdot S_L + S_H) + S_W] \cdot C_S$$

Donde:

M o γ_c = coeficiente según el tipo de grúa.

S_G = solicitaciones verticales debidas al peso propio de la estructura.

Ψ o C_d = coeficiente dinámico.

S_L = solicitaciones verticales debidas a la carga y accesorios.

S_H = solicitaciones horizontales debidas a la aceleración de la carga.

S_W = solicitaciones debidas a la acción del viento.

C_S = coeficiente de seguridad, según el caso.

- Caso I: Aparato en servicio sin viento

Se consideran las acciones estáticas debidas al peso propio S_G , las debidas a la carga de servicio S_L mayoradas por el coeficiente dinámico Ψ y los dos efectos horizontales más desfavorables S_H .

Todas ellas multiplicadas por el coeficiente M descrito anteriormente:

$$[M \cdot (S_G + \Psi \cdot S_L + S_H)] \cdot C_S$$

Donde:

C_S = coeficiente de seguridad: 1,5

M = coeficiente variable con el grupo al que pertenece el aparato: 1,06

- Caso II. Servicio normal con viento límite.

Al Caso I se le añade la acción del viento límite de servicio S_W y, si es necesario, la acción debida a la variación de temperatura:

$$[M \cdot (S_G + \Psi \cdot S_L + S_H) + S_W] \cdot C_S$$

En este caso, $C_S = 1,33$

- Caso III. Solicitaciones excepcionales.

En esta hipótesis se considerará la combinación de acciones más desfavorable de entre las que se enuncian a continuación:

a) Aparato fuera de servicio con viento máximo:

$$(S_G + S_{Wmax}) \cdot C_S$$

Donde:

S_{Wmax} = solicitud debido al viento máximo.

b) Aparato en servicio bajo el efecto de un choque:

$$(S_G + S_L + S_T) \cdot C_S$$

Donde:

S_T = *solicitud de choque en los topes de fin de carrera.*

Como en este caso no se contemplan efectos de choque, esta combinación no se considerará.

c) Aparato sometido a ensayos estático y dinámico:

$$(S_G + \rho_2 \cdot S_L) \cdot C_S$$

$$(S_G + \Psi \cdot \rho_2 \cdot S_L) \cdot C_S$$

En este caso, $C_S = 1,1$

Donde:

ρ_1 = *coeficiente de mayoración de la carga nominal prevista en los ensayos dinámicos: 1,2*

ρ_2 = *coeficiente de mayoración de la carga nominal prevista en los ensayos estáticos: 1,4*

3.3.6. MÉTODO EMPLEADO EN EL CÁLCULO

Para el cálculo de la estructura, tanto para la elección de los perfiles de la pluma como de la columna, se utilizará la teoría de tensión equivalente de Von-Mises o también llamada teoría de la máxima distorsión.

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2)} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2}$$

En primer lugar, se calcularán las fuerzas y momentos que producen las diferentes sollicitaciones en las secciones críticas de la pluma y de la columna.

Después, a cada sollicitación se le aplicarán los diferentes coeficientes FEM que le correspondan y, por último, se calculará la tensión equivalente de Von Mises, la cual se comparará con el límite elástico del perfil elegido. En caso de que la tensión equivalente sea menor, este perfil será válido; en caso contrario, se tendrá que sustituir por otro perfil mayor.

3.3.7. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS

SOLICITACIONES PRINCIPALES**Carga de servicio (SL)**

	kg	N
Carga a elevar(carga útil)	8000	78480
Peso accesorios	100	981
Qc=Carga útil+ accesorios	8100	79461

Peso propio elementos (SG)

	kg	N
Pluma completa(Qplu+Qplu')	5570,000	54641,700
Columna (Qcol)	3652,921	35835,155
Polipasto (Qmet)	700,000	6867,000
Mecanismo de giro (Qmg) - Rodamiento de giro + Accesorios (motor-reductor)	830,000	8142,300
Contrapeso (Qcon)	15165,000	148768,650
QG = Qplu+Qcol+Qmet+Qmg+Qcon	25917,921	254254,805

SOLICITACIONES DEBIDAS A MOVIMIENTOS VERTICALES (SV)**Levantamiento de la carga de servicio (SL)**

Coef. experimental para grúas(ξ)	0,300
Velocidad de elevación (VL)	0,066 m/s
$\psi = 1 + \xi \cdot VL$	1,020
QLC = QC · ψ	81034,328 N

Aceleración o deceleración de la carga

Son despreciables, ya que el coeficiente dinámico (ψ) ya tiene en cuenta la elevación de la carga

SOLICITACIONES DEBIDAS A MOVIMIENTOS HORIZONTALES (SH)**Efecto de la fuerza centrífuga**

Velocidad de giro máxima ($\omega_{\text{máx}}$)	0,052 rad/s
Tiempo mínimo ($t_{\text{mín}}$)	2,500 s
Aceleración angular (α) = ω/t	0,021 rad/s²

Efecto de choque de topes

Solo se considera cuando choque sobre la estructura o sobre la carga suspendida Solo solicitudes debidas a choque de carga rigidamente guiada. No es el caso No se considera

Fuerza de inercia (Finconj)

C.D.G. conjunto	2,000 m
Aceleración (a_{conj}) = $\alpha \cdot \text{C.D.G. conj}$	0,042 m/s ²
Masas pluma (m_{plu})	5570,000 kg
Masa carga ($m_c = Q_c + Q_{\text{met}}$)	8800,000 kg
Masa contrapeso (m_{con})	15165,000 kg
Finconj = $(m_{\text{plu}} + m_c + m_{\text{con}}) \cdot a_{\text{conj}}$	1228,656 N

SOLICITACIONES DEBIDAS A EFECTOS CLIMÁTICOS**Acción del viento**

La normativa indica velocidades máximas del viento según la altura del aparato (TABLA) Altura por encima del suelo (0-20 m)

Viento límite de servicio = **20 m/s**

Viento máximo con grúa fuera de servicio = **36 m/s**

Presión aerodinámica, grúa en servicio (q_A) 25,000 daN/m²

Velocidad del viento (V_v)	20,000 m/s
--------------------------------	------------

Presión aerodinámica, grúa fuera de servicio 80,000 daN/m²

Velocidad del viento (V_v)	36,000 m/s
--------------------------------	------------

Sobre la PLUMA: Perfil rectangular
Coef. de forma para viento actuando normal a la superficie (Cf)

Longitud (l)	8,200 m
Altura (b) en la mitad de la pluma	0,572 m
l/b	14,336
Cf (TABLA interpolando)	1,637

Coef. de sombra (η)

Dist. que separa las caras enfrentadas entre el perfil de cálculo y el intermedio (b)	0,600 m
Altura (h)	0,572 m
b/h	1,049
Sup. expuesta al viento (A)	467,506 m ²
Sup. expuesta al viento mayorada con sup. de posibles agujeros int.(Ae)	467,506 m ²
$\phi = A/Ae$	1,000
η (TABLA interpolando)	0,105

Fuerza del viento en servicio (FvpluA)

Área (A) = l · b	4,690 m ²
Presión estática (qA)	25,000 daN/m ²
Coeficiente de forma (Cf)	1,637
Coeficiente de sombra (η)	0,105

Sobre la 1ª VIGA

FvpluA = qA · A · Cf	191,955 daN
-----------------------------	--------------------

Sobre la 2ª VIGA

FvpluA = qA · A · Cf · η	20,155 daN
---	-------------------

Fuerza del viento fuera de servicio (FvpluB)

Área (A) = l · b	4,690 m ²
Presión estática (qB)	80,000 daN/m ²
Coeficiente de forma (Cf)	1,637
Coeficiente de sombra (η)	0,105

Sobre la 1ª VIGA

FvpluB = qB · A · Cf	614,255 daN
-----------------------------	--------------------

Sobre la 2ª VIGA

FvpluB = qB · A · Cf · η	64,497 daN
---	-------------------

Sobre la CONTRAPLUMA	
Longitud (l)	3,600 m
Altura (b)	0,700 m
l/b	5,143
Cf (TABLA interpolando)	1,404

Fuerza del viento en servicio (Fvplu'A)

Área (A) = l·b	2,520 m ²
Presión estática (qA)	25,000 daN/m ²
Coeficiente de forma (Cf)	1,404
Fvplu'A = qA·A·Cf	88,465 daN

Fuerza del viento fuera de servicio (Fvplu'B)

Área (A) = l·b	2,520 m ²
Presión estática (qB)	80,000 daN/m ²
Coeficiente de forma (Cf)	1,404
Fvplu'B = qB·A·Cf	283,087 daN

Sobre el CONTRAPESO

Se evaluará como si fuera una carga Para cargas inferiores a 25000 daN
 1 m²/1000 daN para cargas hasta 5000 daN
0,5 m²/1000 daN para cargas desde 5000 daN a 25000 daN

Área (A)

Área	0,500 m ²
Carga unitaria	1000,000 daN/m ²
Carga contrapeso	14876,865 daN
A = (Área/Carga unitaria)·Carga contrapeso	7,438 m²

Fuerza del viento en servicio (FvconA)

Área (A)	7,438 m ²
Presión estática (qA)	25,000 daN/m ²
Coeficiente aerodinámico (C)	1,000
FvconA = qA·A·C	185,961 daN

Fuerza del viento fuera de servicio (FvconB)

Área (A)	185,961 m ²
Presión estática (qB)	80,000 daN/m ²
Coeficiente aerodinámico (C)	1,000
FvconB = qB · A · C	14876,865 daN

Sobrecarga de nieve

Se considera que no se usa la grúa con carga de nieve

Variaciones de temperatura

No se consideran, solo se tiene en cuenta cuando los elementos no pueden dilatarse libremente

Sobre la COLUMNA: Perfil: Tubo circular hueco

Coef. de forma para viento actuando normal a la superficie (Cf)

Longitud (l)	5,470 m
Diámetro (D)	1,000 m
l/D	5,470
En servicio (D · Vv)	20,000 m ² /s
Fuera de servicio (D · Vv)	36,000 m ² /s
Ambos > 4,5 m/s ²	
Cf (TABLA interpolando)	0,605

Fuerza del viento en servicio (FvcolA)

Área (A) = l · D	5,470 m ²
Presión estática (qA)	25,000 daN/m ²
Coeficiente de forma (Cf)	0,605
FvcolA = qA · A · Cf	82,693 daN

Fuerza del viento fuera de servicio (FvcolB)

Área (A) = l · D	5,470 m ²
Presión estática (qB)	80,000 daN/m ²
Coeficiente de forma (Cf)	0,605
FvcolB = qB · A · Cf	264,617 daN

Sobre la CARGA (embarcación)

Se calcula teniendo en cuenta la mayor superficie posible de exposición al viento y tomando como coeficiente aerodinámico $C = 1$ Para cargas inferiores a 25000 daN

1 m²/1000 daN para cargas hasta 5000 daN

0,5 m²/1000 daN para cargas desde 5000 daN a 25000 daN

Área (A)

Área	0,500 m ²
Carga unitaria	1000,000 daN/m ²
Carga útil	7848,000 daN
$A = (\text{Área}/\text{Carga unitaria}) \cdot \text{Carga útil}$	3,924 m²

Fuerza del viento en servicio (FvcA)

Área (A)	3,924 m ²
Presión estática (qA)	25,000 daN/m ²
Coeficiente aerodinámico (C)	1,000
$F_{vcA} = qA \cdot A \cdot C$	98,100 daN

Fuerza del viento fuera de servicio (FvcB)

Como no se opera con esta velocidad del viento no se considera

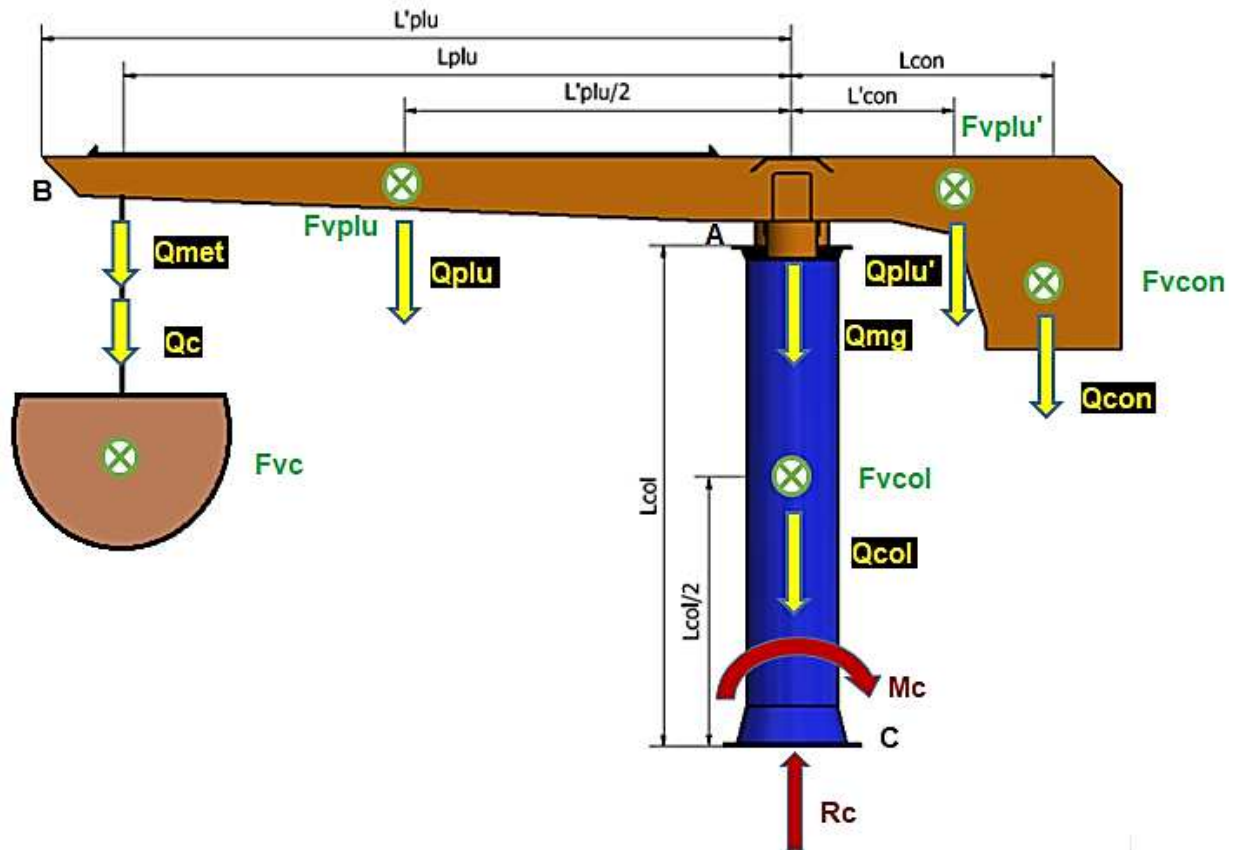


Figura 3: Solicitaciones que actúan sobre la estructura (amarillo y rojo) y fuerzas debidas al viento sobre la estructura (verde). [Fuente: el autor]

Elementos		Caso A: Viento con grúa en servicio ($v = 20 \text{ m/s}$)	Caso B: Viento con grúa fuera de servicio ($v = 36 \text{ m/s}$)
Pluma	1º Viga	1919,55 N	6142,55 N
	2º Viga	201,55 N	644,97 N
	Total	2121,1 N	6787,52 N
Contrapluma		884,65 N	2830,87 N
Contrapeso		1859,61 N	148768,65 N
Columna		826,93 N	2646,17 N
Carga		981 N	0 N

Tabla 13: Resumen de las fuerzas debidas al viento. [Fuente: el autor]

3.4. ESFUERZOS PRODUCIDOS EN LA GRÚA

3.4.1. REACCIONES PRODUCIDAS EN LA ESTRUCTURA

El conjunto de pesos de los elementos de la grúa y de la carga generan una fuerza y un momento en la base de la grúa. Estas solicitaciones están mayoradas según los supuestos de cargas y pesos vistos anteriormente. Para proceder a realizar los cálculos se aplicará el coeficiente de seguridad en el caso más desfavorable para cada elemento de la estructura. De esta forma, se sabrá cuál es la sección crítica en la pluma para poder dimensionar la misma.

Por lo tanto, en la base de la columna deberán aparecer unas reacciones para equilibrar las fuerzas y los momentos de vuelco producidos por los elementos, los cuales se calcularán de la siguiente manera:

$$R_C = C_d \cdot (Q_C + Q_{met}) + Q_{con} + Q_{mg} + Q_{col} + Q_{plu} + Q_{plu'}$$

$$M_C = [C_d \cdot L_{plu} \cdot (Q_C + Q_{met}) + Q_{plu} \cdot (L'_{plu}/2)] - [Q_{con} \cdot L_{con} + Q_{plu'} \cdot L'_{con}]$$

Donde:

M_C = momento en C (base de la columna).

R_C = reacción vertical en C (base de la columna).

$C_d = \psi$ = coeficiente dinámico (calculado anteriormente).

Q_C = Peso de la carga útil más accesorios.

Q_{met} = Peso del mecanismo de elevación y traslación (polipasto).

Q_{col} = Peso propio de la columna.

Q_{plu} = Peso propio de la pluma.

Q_{mg} = Peso del mecanismo de giro.

Q_{con} = Peso del contrapeso.

$Q_{plu'}$ = Peso propio de la contrapluma.

L_{plu} = Distancia desde el eje de giro hasta el punto de aplicación de la carga.

L'_{plu} = Distancia desde el eje de giro hasta el final de la pluma.

L_{con} = Distancia desde el eje de giro hasta el centro de gravedad

del contrapeso.

L'_{con} = Distancia desde el eje de giro hasta el centro de gravedad de la contrapluma.

3.4.2. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS

REACCIÓN Y MOMENTO EN LA BASE DE LA GRÚA

Reacción vertical (RC)		
	kg	N
Pluma completa(Qplu+Qplu')	5570,000	54641,700
Columna (Qcol)	3652,921	35835,155
Carga útil+accesorios (Qc)	8100,000	79461,000
Polipasto (Qmet)	700,000	6867,000
Mecanismo de giro (Qmg) - Rodamiento de giro + Accesorios (motor-reductor)	830,000	8142,300
Contrapeso (Qcon)	15165,000	148768,650
Coeficiente dinámico (Cd=ψ=1,02)		
$\Sigma RC = 0 \Rightarrow$ $RC = Cd \cdot (Qc + Qmet) + Qcon + Qmg + Qcol + Qplu + Qplu'$	34192,161	335425,099

Momento (MC)		
	m	N
Pluma (Qplu)		30322,710
Contrapluma (Qplu')		24318,990
Carga útil+accesorios (Qc)		79461,000
Polipasto (Qmet)		6867,000
Contrapeso (Qcon)		148768,650
Coeficiente dinámico (Cd=ψ=1,02)		
L'plu	8,200	
Lplu	7,300	
L'con	1,800	
Lcon	2,870	
$\Sigma MC = 0 \Rightarrow$ $MC = [Cd \cdot Lplu \cdot (Qc + Qmet) + Qplu \cdot (L'plu/2)] - [Qcon \cdot Lcon + Qplu' \cdot L'con]$	296381,192	N·m

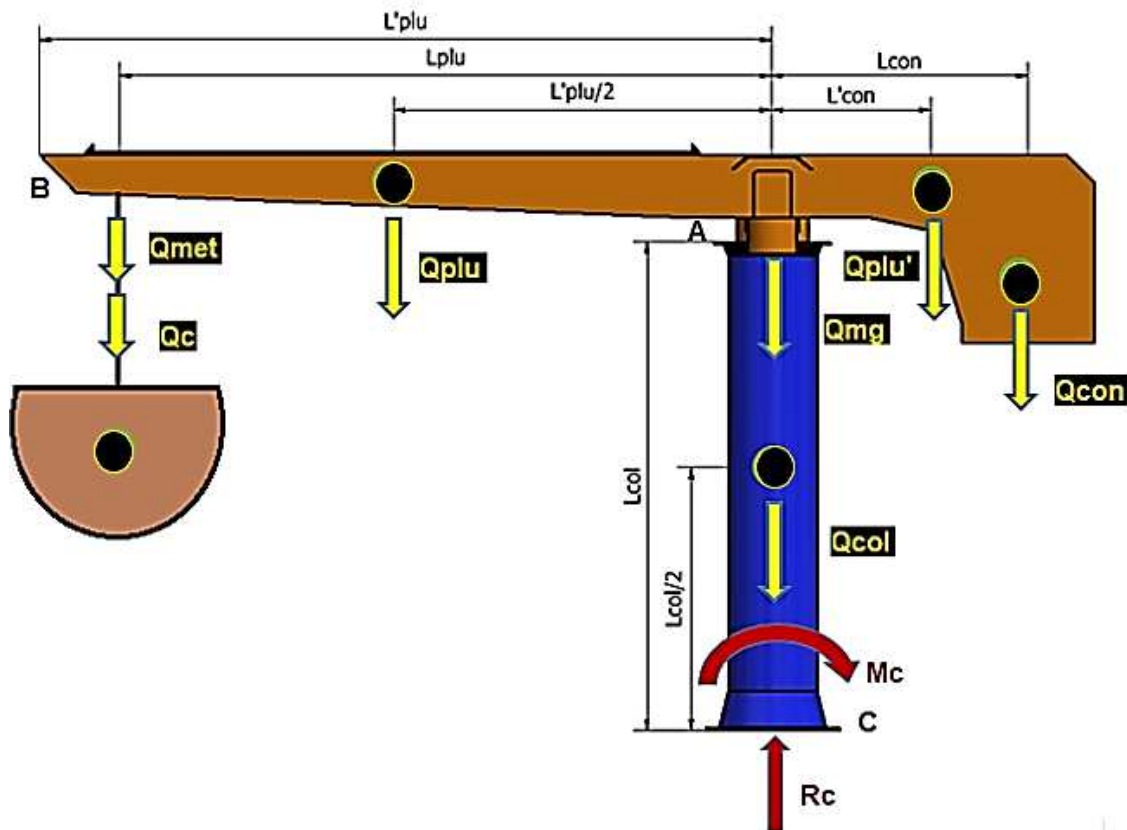


Figura 4: Fuerzas debidas al peso propio y reacciones. [Fuente: el autor]

3.5. DIMENSIONAMIENTO DEL CONTRAPESO

Vamos a calcular la masa del contrapeso a partir de la masa del resto de componentes que hemos calculado hasta ahora. El contrapeso lo vamos a definir de manera que sea capaz de compensar la mitad del momento de vuelco para los pesos estimados y una carga máxima de 8000 kg. Este criterio es el normalmente adoptado a la hora de definir la masa del contrapeso. Para ello entonces debemos calcular el momento máximo de vuelco que se produce para el alcance máximo que es de 7,3 m. La distancia desde el eje de la grúa hasta el centro de gravedad del contrapeso es 2,87 m.

Con la siguiente ecuación calcularemos el valor del contrapeso:

$$Q_{con} = \frac{[(Q_c + Q_{plu} + Q_{met}) \cdot L_{plu}] + [(Q_{plu} + Q_{met}) \cdot L'_{plu}]}{2 \cdot L_{con}}$$

Como la contrapluma donde va ubicado el contrapeso tiene una estructura que pesa 2668 kg, este valor se lo tenemos que quitar al contrapeso calculado anteriormente para de esta forma saber cuál es la cantidad real de contrapeso que debemos añadir.

$$Q_{con\ real} = Q_{con} - Q_{estructura}$$

Carga útil+accesorios (Qc)	8100 Kg
Peso pluma+polipasto(Qplu+Qmet)	3792 Kg
L'plu/2	4100 mm
Lplu	7300 mm
Lcon	2870 mm
Qestructura	2668 kg

Qcon real	15165 kg
-----------	----------

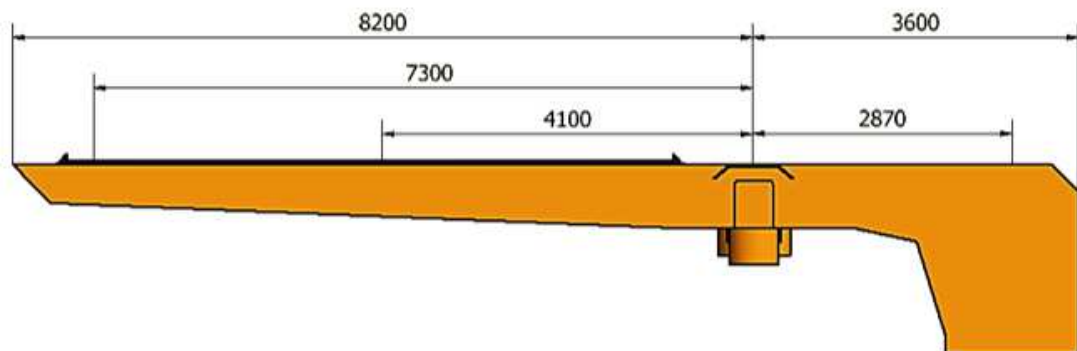


Tabla 14: Cálculo del contrapeso. [Fuente: el autor]

3.6. DIMENSIONAMIENTO DE LA PLUMA

3.6.1. PLANTEAMIENTO DE LA PLUMA

1) Reacciones producidas por la pluma.

En este punto, se van a calcular las reacciones soportadas por la unión de la pluma con la columna. Los esfuerzos que debe soportar la pluma son:

- Esfuerzos producidos por el peso propio de la pluma.
- Esfuerzos producidos por la carga en el extremo más alejado de la pluma.

- Esfuerzos producidos por el viento con la grúa en servicio sobre la pluma, la carga, la contrapluma y contrapeso.

Las ecuaciones para el cálculo de estas reacciones serán:

$$R_A = C_d \cdot (Q_c + Q_{met}) + Q_{plu}$$

$$M_A = M_C = C_d \cdot L_{plu} \cdot (Q_c + Q_{met}) + Q_{plu} \cdot \left(\frac{L'_{plu}}{2}\right)$$

2) Planteamiento del perfil de la pluma.

Como vamos a proceder a calcular los esfuerzos que se producen en la pluma, primero tenemos que conocer las dimensiones del perfil de la pluma en la sección más crítica. Esta zona se encuentra en la unión pluma-columna.

A continuación tenemos que conocer cual es el punto más crítico de la sección crítica para calcular las tensiones generadas y de esta forma proceder a dimensionar la pluma para el caso más desfavorable.

En este caso, el punto crítico de la misma es el A y está sometido al momento flector máximo.

El material empleado para la construcción de la pluma será acero S275JR siguiendo la normativa vigente y tiene un límite elástico:

$$\sigma_y = 275 \text{ MPa.}$$

3.6.2. DETERMINACIÓN DE LAS SOLICITACIONES DE LA PLUMA

El cálculo de las tensiones por solicitaciones en la pluma se calculará según los diferentes esfuerzos que debe soportar:

- Debido al peso propio de la pluma.
- Debido al peso de la carga en servicio más los accesorios.

- Debido a la acción del viento en toda la pluma cuando la grúa esta en servicio.
- Debido a la acción del viento en la carga en el extremo de la pluma cuando la grúa esta en servicio.
- Debida a la acción del viento con la grúa fuera de servicio.

En todos estos casos, se calculará el momento flector máximo y el esfuerzo cortante máximo. Todos estos cálculos se realizarán considerando las solicitaciones verticales y las solicitaciones horizontales por separado.

3.6.3. CASOS DE COMBINACIÓN DE SOLICITACIONES

Emplearemos los coeficientes que nos proporciona FEM para cada estado de carga.

1) Aparato en servicio sin viento.

Aplicaremos la siguiente formula:

$$[\gamma_s \cdot (\sigma_1 + C_d \cdot \sigma_2 + \sigma_3)] \cdot C_s$$

$$\sigma'_1 = \sigma_1 \cdot \gamma_s \cdot C_s$$

$$\sigma'_2 = \sigma_2 \cdot \gamma_s \cdot C_s \cdot C_d$$

$$\sigma'_3 = \sigma_3 \cdot \gamma_s \cdot C_s$$

$$\tau = 0$$

En este caso, $C_s = 1,5$.

Y la tensión equivalente será:

$$\sigma_{equivalente} = \sigma'_1 + \sigma'_2 + \sigma'_3$$

2) Aparato en servicio con viento.

Aplicaremos la siguiente formula:

$$[\gamma_s \cdot (\sigma_1 + C_d \cdot \sigma_2 + \sigma_3) + \sigma_4] \cdot C_S$$

$$\sigma'_1 = \sigma_1 \cdot \gamma_s \cdot C_S$$

$$\sigma'_2 = \sigma_2 \cdot \gamma_s \cdot C_S \cdot C_d$$

$$\sigma'_3 = \sigma_3 \cdot \gamma_s \cdot C_S$$

$$\sigma'_4 = \sigma_4 \cdot C_S$$

$$\tau = 0$$

En este caso, $C_S = 1,33$ por normativa.

La tensión equivalente será:

$$\sigma_{equivalente} = \sigma'_1 + \sigma'_2 + \sigma'_3 + \sigma'_4$$

3) Aparato sometido a solicitaciones excepcionales.

Para este tipo de solicitaciones, $C_S = 1,1$.

4) Viento en tempestad

Aplicaremos la siguiente formula:

$$(\sigma'_1 + \sigma'_5) \cdot C_S$$

$$\sigma'_1 = \sigma_1 \cdot C_S$$

$$\sigma'_5 = \sigma_5 \cdot C_S$$

$$\tau = 0$$

La tensión equivalente será:

$$\sigma_{equivalente} = \sigma'_1 + \sigma'_5$$

5) Ensayo estático.

Aplicaremos la siguiente formula:

$$(\sigma'_1 + \rho_2 \cdot \sigma'_2) \cdot C_S$$

$$\sigma'_1 = \sigma_1 \cdot C_S$$

$$\sigma'_2 = \rho_2 \cdot \sigma_2 \cdot C_S$$

$$\tau = 0$$

$\rho_2 = 1,4$, es el coeficiente de mayoración de la carga nominal prevista en los ensayos estáticos.

La tensión equivalente será:

$$\sigma_{equivalente} = \sigma'_1 + \sigma'_2$$

6) Ensayo dinámico.

Aplicaremos la siguiente formula:

$$(\sigma'_1 + C_S \cdot \rho_1 \cdot \sigma'_2) \cdot C_S$$

$$\sigma'_1 = \sigma_1 \cdot C_S$$

$$\sigma'_2 = \rho_2 \cdot \sigma_2 \cdot C_S \cdot C_d$$

$$\tau = 0$$

C_d es el coeficiente dinámico calculado con anterioridad.

$\rho_1 = 1,2$, es el coeficiente de mayoración de la carga nominal prevista en los ensayos dinámicos.

La tensión equivalente será:

$$\sigma_{equivalente} = \sigma'_1 + \sigma'_2$$

3.6.4. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DE LA PLUMA

REACCIONES SOPORTADAS EN LA UNIÓN DE LA PLUMA CON LA COLUMNA

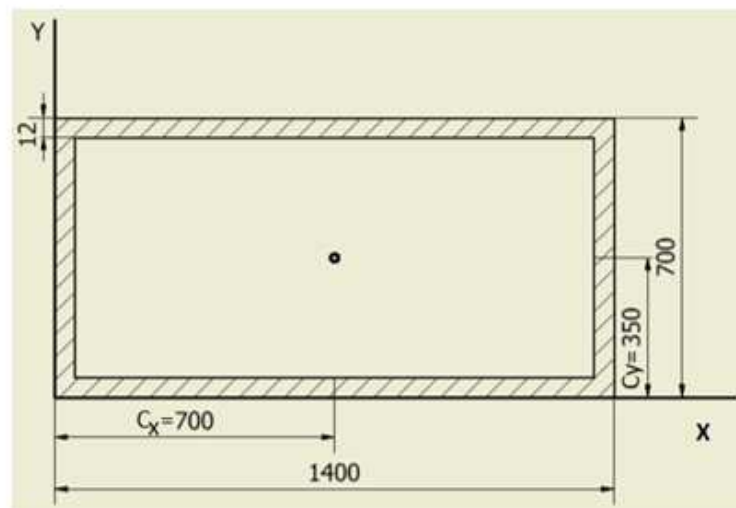
Reacción vertical (RA)		
	kg	N
Pluma (Qplu)	3091	30322,710
Contrapluma (Qplu')	2479	24318,990
Carga útil+accesorios (Qc)	8100	79461,000
Polipasto (Qmet)	700	6867,000
Contrapeso (Qcon)	15165	148768,650
Coeficiente dinámico (Cd=ψ=1,02)		
$\sum FV = 0 \Rightarrow RA = Cd \cdot (Qc + Qmet) + Qplu + Q'plu + Qcon$	29711	291464,910

Momento (MA)	
Pluma (Qplu)	30322,710 N
Contrapluma (Qplu')	24318,990 N
Carga útil+accesorios (Qc)	79461,000 N
Polipasto (Qmet)	6867,000 N
Contrapeso (Qcon)	148768,650 N
Coeficiente dinámico (Cd=ψ=1,02)	
L'plu	8,200 m
Lplu	7,300 m
L'con	1,800 m
Lcon	2,870 m
$\sum MA = MC = 0 \Rightarrow$ $MA = [Cd \cdot Lplu \cdot (Qu + Qmet) + Qplu \cdot (L'plu/2)] [Qcon \cdot Lcon + Q'plu \cdot L'con]$	296381,192 N·m

Punto más solicitado de la sección: A

DIMENSIONES DEL PERFIL EN LA SECCIÓN CRÍTICA

A (Área de la sección)	49824 mm ²
I _x (Momento de inercia eje x)	4594324352 mm ⁴
I _y (Momento de inercia eje y)	13302257152 mm ⁴
C _x	700 mm
C _y	350 mm
Q _x (Momento estatico eje x)	7150128 mm ³
Q _y (Momento estatico eje y)	11509728 mm ³
W _x (Módulo resistente eje z)	13.126.641 mm ³
W _y (Módulo resistente eje y)	19.003.225 mm ³
J (Torsión)	10.542.405.123 mm ⁴



TENSIONES POR ESFUERZOS VERTICALES EN LA PLUMA

Debido al peso propio de la pluma (Qplu)

Qplu	30322,710 N
L	8,200 m
$q = M_{plu} = Q_{plu}/L$	3697,891 N/m
$M_{f\max} (M_f \text{ máx. en A}) = (q \cdot L^2)/2$	124323,111 N·m
$V_{\max} (\text{Esfuerzo cortante máx. en A}) = q \cdot L$	30322,710 N
$\sigma_1 = M_{f\max}/W_x$	9,471 N/mm ²

T1 =	0,000 N/mm ²
------	-------------------------

Debido al peso de la carga en servicio (peso útil) + accesorios (Qc+Qmet)

$q = (Q_c + Q_{met})$	86328,000 N
$L = L_{plu}$	7,300 m
$M_{f\max} (M_f \text{ máx. en A}) = q \cdot L$	630194,400 N·m
$V_{\max} (\text{Esfuerzo cortante máx. en A}) = q$	86328,000 N
$\sigma_2 = M_{f\max}/W_x$	48,009 N/mm ²

T2 =	0,000 N/mm ²
------	-------------------------

TENSIONES POR ESFUERZOS HORIZONTALES EN LA PLUMA

Fuerzas debidas a la aceleración para el conjunto de la grúa

$q = F_{inconj}$	1228,656 N
$L(c.d.g.)$	4,100 m
$M_{f\max} (M_f \text{ máx. en A}) = q \cdot L(c.d.g.)$	5037,490 N·m
$V_{\max} (\text{Esfuerzo cortante máx. en A}) = q$	1228,656 N
$\sigma_3 = M_{f\max}/W_y$	0,265 N/mm ²

T3 =	0,000 N/mm ²
------	-------------------------

TENSIONES DEBIDAS A LA ACCIÓN DEL VIENTO EN LA PLUMA

Fuerzas debidas a la acción del viento en servicio en toda la pluma, carga y el contrapeso (FvA)

FvpluA (1ª viga)	1919,550 N
FvpluA (2ª viga)	201,550 N
FvpluA = FvpluA (1ª viga)+FvpluA (2ª viga)	2121,100 N
FvcA	981,000 N
Fvplu'A	884,650 N
FvconA	1859,610 N
FvA = FvpluA+FvcA+Fvplu'A+FvconA = q	5846,360 N
MFvpluA = FvpluA · (L'plu/2)	8696,510 N·m
MFvcA = FvcA · Lplu	7161,300 N·m
MFvdchaA = MFvpluA+MFvcA	15857,810 N·m
MFvplu'A = Fvplu'A · L'con	1592,370 N·m
MFvconA = FvconA · Lcon	5337,081 N·m
MFvizdaA = MFvplu'A+MFvconA	6929,451 N·m
Mfmáx	15857,810 N·m
Vmáx = q	5846,360 N
$\sigma_4 = M_{fmáx}/W_y$	0,834 N/mm²
T4 =	0,000 N/mm²

Fuerzas debidas a la acción del viento fuera de servicio en toda la pluma, carga y el contrapeso (FvB)

FvpluB (1ª viga)	6142,550 N
FvpluB (2ª viga)	644,970 N
FvpluB = FvpluB (1ª viga)+FvpluB (2ª viga)	6787,520 N
FvcB	0,000 N
Fvplu'B	2830,870 N
FvconB	148768,650 N
FvB = FvpluB+FvcB+Fvplu'B+FvconB = q	158387,040 N
MFvpluB = FvpluB · (L'plu/2)	27828,832 N·m
MFvcB = FvcB · Lplu	0,000 N·m
MFvdchaB = MFvpluB+MFvcB	27828,832 N·m
MFvplu'B = Fvplu'B · L'con	5095,566 N·m
MFvconB = FvconB · Lcon	426966,026 N·m
MFvizdaB = MFvplu'B+MFvconB	432061,592 N·m
Mfmáx	432061,592 N·m
Vmáx = q	158387,040 N
$\sigma_s = M_{fmáx}/W_y$	22,736 N/mm²
T5 =	0,000 N/mm²

ESTUDIO DE LAS DIFERENTES POSIBILIDADES EN LA PLUMA (COMBINACIONES)

En servicio sin viento

Se aplican los coefs. FEM en cada uno

γ_s (TABLA)	1,060
C_d (Coeficiente dinámico)	1,020
C_s (Coeficiente de seguridad)	1,500

	σ_i (MPa)	σ'_i (MPa)	τ_i (Mpa)	τ'_i (Mpa)
1	9,471	15,05889	0	0
2	48,009	77,8609962	0	0
3	0,265	0,42135	0	0

$\sigma_{equivalente}$ 93,341 Mpa

En servicio con viento

Se aplican los coefs. FEM en cada uno

γ_s (TABLA)	1,060
C_d (Coeficiente dinámico)	1,020
C_s (Coeficiente de seguridad)	1,330

	σ_i (MPa)	σ'_i (MPa)	τ_i (Mpa)	τ'_i (Mpa)
1	9,471	13,3522158	0	0
2	48,009	69,03674996	0	0
3	0,265	0,373597	0	0
4	0,834	1,10922	0	0

$\sigma_{equivalente}$ 83,872 Mpa

Fuera de servicio con viento

Se aplican los coefs. FEM en cada uno

Cs (Coeficiente de seguridad)	1,100
-------------------------------	-------

	σ_i (MPa)	σ'_i (MPa)	τ_i (Mpa)	τ'_i (Mpa)
1	9,471	10,4181	0	0
5	22,736	25,0096	0	0

$\sigma_{equivalente}$ 35,428 Mpa

Ensayo estático

Se aplican los coefs. FEM en cada uno

Cs (Coeficiente de seguridad)	1,100
ρ_2 (Coeficiente de mayoración para ensayos estáticos)	1,400

	σ_i (MPa)	σ'_i (MPa)	τ_i (Mpa)	τ'_i (Mpa)
1	9,471	10,4181	0	0
2	48,009	73,93386	0	0

$\sigma_{equivalente}$ 84,352 Mpa

Ensayo dinámico

Se aplican los coefs. FEM en cada uno

Cd (Coeficiente dinámico)	1,020
Cs (Coeficiente de seguridad)	1,100
ρ_1 (Coeficiente de mayoración para ensayos estáticos)	1,200

	σ_i (MPa)	σ'_i (MPa)	τ_i (Mpa)	τ'_i (Mpa)
1	9,471	10,4181	0	0
2	48,009	64,6393176	0	0

$\sigma_{equivalente}$ 75,057 Mpa

Comprobación de validez de la sección crítica

$\sigma_{equivalente}$

Sin viento en servicio	93,341 Mpa
Con viento en servicio	83,872 Mpa
Con viento sin servicio	35,428 Mpa
Ensayo estático	84,352 Mpa
Ensayo dinámico	75,057 Mpa

$\sigma_{equivalente}$ (CASO MÁS DESFAVORABLE) = 93,341 Mpa

La pluma está construida en acero S275JR σ_{adm} = 276 MPa

$\sigma_{adm} > \sigma_{equivalente}$ 276 > 93,341

El perfil elegido en la sección crítica es válido

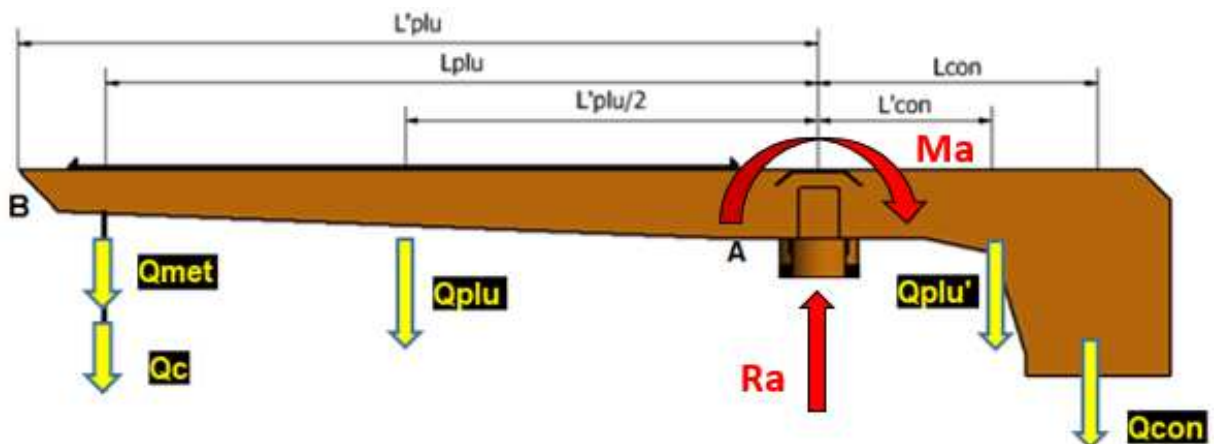


Figura 5: Fuerzas debidas al peso propio y reacciones en la pluma. [Fuente: el autor]

3.7. DIMENSIONAMIENTO DE LA COLUMNA

3.7.1. PLANTEAMIENTO DE LA COLUMNA

1) Reacciones en la columna.

La columna está expuesta a fuerzas compresión y flexión debido al peso de toda la estructura, así como al peso de la carga que eleva y los accesorios de los que dispone. El momento máximo se localiza en la parte superior de la columna y se extiende por toda ella.

La carga vertical que proviene de la pluma se suma al propio peso de la columna.

Por lo tanto, los esfuerzos que debe soportar la columna son:

- Esfuerzos producidos por el propio peso de la pluma.
- Esfuerzos producidos por la carga en el extremo más alejado de la pluma.
- Esfuerzos producidos por el viento con la grúa en servicio sobre la pluma, la carga, la columna, la contrapluma y el contrapeso.

2) Perfil de la columna.

Para la columna se ha elegido un perfil tubular circular hueco con un diámetro exterior de 1 000 mm y un espesor de 10 mm.

La sección C, en la base de la columna, es la sección crítica de esta y el punto más solicitado de esta sección es el A. Este punto está sometido a varios esfuerzos:

El material empleado para la construcción de la pluma será acero S275JR siguiendo la normativa vigente y tiene un límite elástico:

$$\sigma_y = 275 \text{ MPa.}$$

3.7.2. DETERMINACIÓN DE LAS SOLICITACIONES DE LA COLUMNA

El cálculo de las tensiones por solicitaciones en la columna se calculará según los esfuerzos que debe de soportar:

- Debido al peso propio de la columna, la pluma y sus accesorios.
- Debido al momento flector que transmite la pluma sobre la columna.
- Debido a la acción del viento en toda la columna con esta en servicio.

- Debido a las fuerzas horizontales debidas al viento con la grúa fuera de servicio.
- Debido a la acción del viento en la parte superior de la columna con la grúa en servicio.
- Debida a la acción del viento en la parte superior de la columna con la grúa fuera de servicio.

En todos estos casos, calcularemos el momento flector máximo, el esfuerzo normal máximo y el cortante máximo, según cada situación.

Se considerarán las solicitaciones verticales y las solicitaciones horizontales por separado.

3.7.3. CASOS DE COMBINACIÓN DE SOLICITACIONES

Al igual que en el caso de la pluma, se aplican los coeficientes FEM a cada uno de los tres casos de carga:

1) Aparato en servicio sin viento.

Aplicaremos la siguiente formula:

$$[\gamma_s \cdot (\sigma_1 + C_d \cdot \sigma_2)] \cdot C_S$$

$$\sigma'_1 = \sigma_1 \cdot \gamma_s \cdot C_S$$

$$\sigma'_2 = \sigma_2 \cdot \gamma_s \cdot C_S \cdot C_d$$

$$[\gamma_s \cdot \tau_3] \cdot C_S$$

$$\tau'_3 = \tau_3 \cdot \gamma_s \cdot C_S$$

En este caso, $C_S = 1,5$.

Y la tensión equivalente será:

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{(\sigma'_1 + \sigma'_2)^2 + 3(\tau'_3)^2}$$

2) Aparato en servicio con viento.

Aplicaremos la siguiente formula:

$$[\gamma_s \cdot (\sigma_1 + C_d \cdot \sigma_2)] \cdot C_S$$

$$\sigma'_1 = \sigma_1 \cdot \gamma_s \cdot C_S$$

$$\sigma'_2 = \sigma_2 \cdot \gamma_s \cdot C_S \cdot C_d$$

$$[\gamma_s \cdot \tau_3 + (\tau_4 + \tau_5)] \cdot C_S$$

$$\tau'_3 = \tau_3 \cdot \gamma_s \cdot C_S$$

$$\tau'_4 = \tau_4 \cdot C_S$$

$$\tau'_5 = \tau_5 \cdot C_S$$

En este caso, $C_S = 1,33$ por normativa.

La tensión equivalente será:

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{(\sigma'_1 + \sigma'_2)^2 + 3(\tau'_3 + \tau'_4 + \tau'_5)^2}$$

3) Aparato sometido a solicitaciones excepcionales.

Para este tipo de solicitaciones, $C_S = 1,1$.

4) Viento en tempestad

Aplicaremos la siguiente formula:

$$(\sigma'_1 + \sigma'_7) \cdot C_S$$

$$\sigma'_1 = \sigma_1 \cdot C_S$$

$$[\tau'_6 + \tau'_7] \cdot C_S$$

$$\tau'_6 = \tau_6 \cdot C_S$$

$$\tau'_7 = \tau_7 \cdot C_S$$

La tensión equivalente será:

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{(\sigma'_1)^2 + 3(\tau'_6 + \tau'_7)^2}$$

3.7.4. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DE LA COLUMNA

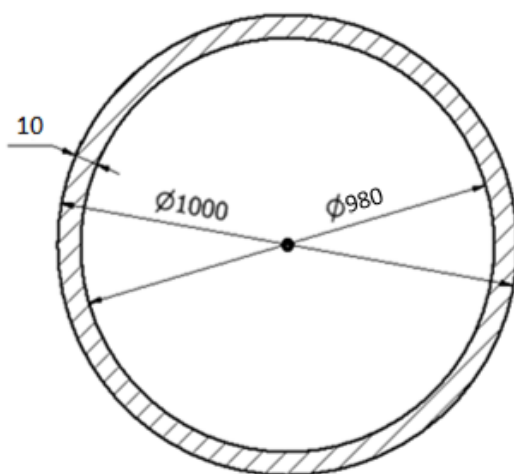
REACCIONES SOPORTADAS EN LA UNIÓN DE LA COLUMNA CON EL SUELO

Reacción vertical (Rc)		
	kg	N
Pluma (Qplu)	3091	30322,710
Contrapluma (Qplu')	2479	24318,990
Carga útil+accesorios (Qc)	8100	79461,000
Columna (Qcol)	3653	35835,155
Mecanismo de giro (Qmg)	830	8142,300
Polipasto (Qmet)	700	6867,000
Contrapeso (Qcon)	15165	148768,650
Coeficiente dinámico (Cd=ψ=1,02)		
$\sum FV = 0 \Rightarrow R_c =$ $Cd \cdot (Qc + Qmet) + Qplu + Q'plu + Qcol + Qmg + Qcon$	34194	335442,365

Momento (Mc)	
Pluma (Qplu)	30322,710 N
Contrapluma (Qplu')	24318,990 N
Carga útil+accesorios (Qc)	79461,000 N
Polipasto (Qmet)	6867,000 N
Contrapeso (Qcon)	148768,650 N
Coeficiente dinámico (Cd=ψ=1,02)	
L'plu	8,200 m
Lplu	7,300 m
L'con	1,800 m
Lcon	2,870 m
$\sum MA = MC = 0 \Rightarrow$ $Mc = MA = [Cd \cdot Lplu \cdot (Qu + Qmet) + Qplu \cdot (L'plu/2)] -$ $[Qcon \cdot Lcon + Q'plu \cdot L'con]$	296381,192 N·m

DIMENSIONES DEL PERFIL EN LA SECCIÓN CRÍTICA

A (Área de la sección)	31.101,767 mm ²
$I_x=I_y=I$ flexión	3.810.744.034,823 mm ⁴
I torsión	7.621.488.069,646 mm ⁴
Cx	500 mm
Cy	500 mm
$Q_x=Q_y$ (Momento estático eje x)	4.900.666,667 mm ³
$W_x=W_y= W$ flexión	7.621.488,070 mm ³
W torsión	15.242.976,139 mm ³


TENSIONES POR ESFUERZOS VERTICALES EN LA COLUMNA
Debido al peso propio de la pluma, columna, mecanismo de giro y contrapeso

N _{máx} (esfuerzo normal máximo)	247387,805 N
M _{máx} (momento flector máximo)	-346417,097 N
$\sigma_{N1} = N_{máx}/A$	7,954 N/mm ²
$\sigma_{M1} = M_{máx}/W_{flexión}$	-45,453 N/mm ³
$\sigma_1 = \sigma_{N1} + \sigma_{M1}$	-37,499 N/mm²

T₁ = 0,000 N/mm²
Debido al peso propio de la carga útil y accesorios y polipasto

N _{máx} (esfuerzo normal máximo)	86328,000 N
M _{máx} (momento flector máximo)	642798,288 N
$\sigma_{N2} = N_{máx}/A$	2,776 N/mm ²
$\sigma_{M2} = M_{máx}/W_{flexión}$	84,340 N/mm ³
$\sigma_2 = \sigma_{N2} + \sigma_{M2}$	87,116 N/mm²

T₂ = 0,000 N/mm²

TENSIONES POR ESFUERZOS HORIZONTALES EN LA COLUMNA

Fuerzas debidas a la aceleración para el conjunto de la grúa

Finconj	1228,656 N
L(c.d.g.)	4,100 m
T=Finconj·L	5037,490 N·m
rmax	500,000 m m
$\sigma_3 =$	0,000 N/mm ²
$T_3 = (T_{max} \cdot r_{max}) / I_{torsor}$	0,330 N/mm ²

TENSIONES DEBIDAS A LA ACCIÓN DEL VIENTO EN LA COLUMNA

Fuerzas debidas a la acción del viento en servicio en la parte superior de la columna

FvpluA (1ª viga)	1919,550 N
FvpluA (2ª viga)	201,550 N
FvpluA = FvpluA (1ª viga)+FvpluA (2ª viga)	2121,100 N
FvcA	981,000 N
Fvplu'A	884,650 N
FvconA	1859,610 N
FvA = FvpluA+FvcA+Fvplu'A+FvconA = q	5846,360 N
TFvpluA = FvpluA·(L'plu/2)	8696,510 N·m
TFvcA = FvcA·Lplu	7161,300 N·m
TFvdchaA = TFvpluA+TFvcA	15857,810 N·m
TFvplu'A = Fvplu'A·L'con	1592,370 N·m
TFvconA = FvconA·Lcon	5337,081 N·m
TFvizdaA = TFvplu'A+TFvconA	6929,451 N·m
Tmax=TFvdchaA-TFvizdaA	15857,810 N·m
$\sigma_4 =$	0,000 N/mm ²
$T_4 = (T_{max} \cdot r_{max}) / I_{torsor}$	1,040 N/mm ²

Fuerzas debidas a la acción del viento en servicio en toda la columna

q = FvcolA	826,930 N
Vmáx = q	826,930 N
$\sigma_5 =$	0,000 N/mm ²
$T_5 = 4V_{máx}/3A$	0,035 N/mm ²

Fuerzas debidas a la acción del viento fuera de servicio en la parte superior de la columna

F_{vpluB} (1ª viga)	6142,550 N
F_{vpluB} (2ª viga)	644,970 N
$F_{vpluB} = F_{vpluB}$ (1ª viga)+ F_{vpluB} (2ª viga)	6787,520 N
F_{vcB}	0,000 N
$F_{vplu'B}$	2830,870 N
F_{vconB}	148768,650 N
$F_vB = F_{vpluB}+F_{vcB}+F_{vplu'B}+F_{vconB} = q$	158387,040 N
$TF_{vpluB} = F_{vpluB} \cdot (L'_{plu}/2)$	27828,832 N·m
$TF_{vcB} = F_{vcB} \cdot L_{plu}$	0,000 N·m
$TF_{vdchaB} = TF_{vpluB}+TF_{vcB}$	27828,832 N·m
$TF_{vplu'B} = F_{vplu'B} \cdot L'_{con}$	5095,566 N·m
$TF_{vconB} = F_{vconB} \cdot L_{con}$	426966,026 N·m
$TF_{vizdaB} = TF_{vplu'B}+TF_{vconB}$	432061,592 N·m
$T_{m\acute{a}x}=TF_{vdchaB}-TF_{vizdaB}$	-404232,760 N·m
$\sigma_6 =$	0,000 N/mm²

$T_6 = (T_{m\acute{a}x} \cdot r_{m\acute{a}x})/I_{torsión}$	-26,519 N/mm²
---	---------------------------------

Fuerzas debidas a la acción del viento en servicio en toda la columna

$q = F_{vcolB}$	2646,170 N
$V_{m\acute{a}x} = q$	2646,170 N
$\sigma_7 =$	0,000 N/mm²

$T_7 = 4V_{m\acute{a}x}/3A$	0,113 N/mm²
---	-------------------------------

ESTUDIO DE LAS DIFERENTES POSIBILIDADES EN LA COLUMNA (COMBINACIONES)

En servicio sin viento

Se aplican los coefs. FEM en cada uno

γ_s (TABLA)	1,060
C_d (Coeficiente dinámico)	1,020
C_s (Coeficiente de seguridad)	1,500

	σ_i (MPa)	σ'_i (MPa)	τ_i (Mpa)	τ'_i (Mpa)
1	-37,499	-59,62341	0	0
2	87,116	141,2847288	0	0
3	0	0	0,33	0,5247

$\sigma_{equivalente}$ 81,676 Mpa

En servicio con viento

Se aplican los coefs. FEM en cada uno

γ_s (TABLA)	1,060
C_d (Coeficiente dinámico)	1,020
C_s (Coeficiente de seguridad)	1,330

	σ_i (MPa)	σ'_i (MPa)	τ_i (Mpa)	τ'_i (Mpa)
1	-37,499	-52,8660902	0	0
2	87,116	125,2724595	0	0
3	0	0	0,33	0,465234
4	0	0	1,04	1,3832
5	0	0	0,035	0,04655

$\sigma_{equivalente}$ 72,481 Mpa

Fuera de servicio con viento

Se aplican los coefs. FEM en cada uno

C_s (Coeficiente de seguridad)	1,100
----------------------------------	-------

	σ_i (MPa)	σ'_i (MPa)	τ_i (Mpa)	τ'_i (Mpa)
1	-37,499	-41,2489	0	0
6	0	0	-26,519	-29,1709
7	0	0	0,113	0,1243

$\sigma_{equivalente}$ 65,058 Mpa

Comprobación de validez de la sección crítica

$\sigma_{equivalente}$

Sin viento en servicio	81,676 Mpa
Con viento en servicio	72,481 Mpa
Con viento sin servicio	65,058 Mpa

$\sigma_{equivalente}$ (CASO MÁS DESFAVORABLE) = 81,676 Mpa

La pluma está construida en acero S275JR σ_{adm} = 276 MPa

$\sigma_{adm} > \sigma_{equivalente}$ 276 > 81,676

El perfil elegido en la sección crítica es válido

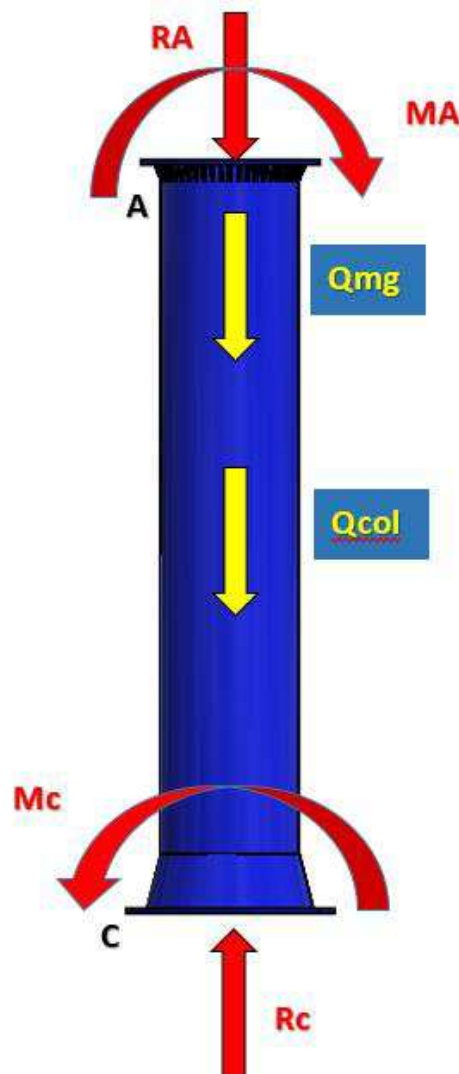


Figura 6: Fuerzas debidas al peso propio y reacciones en la columna.
[Fuente: el autor]

3.7.5. PANDEO DE LA COLUMNA

El fenómeno del pandeo se produce en elementos que están sometidos a compresión. En nuestro caso se produce en la columna ya que soporta todo el peso de la pluma y el contrapeso, además de la carga en servicio. Por ello está sometida a compresión, y a su vez como es una grúa giratoria también está sometida a un momento flector, lo que puede ocasionar que se produzca una flexión lateral o pandeo y provocar la destrucción de la grúa.

Por estos motivos es necesario asegurarse de que la columna resiste a este fenómeno y para poder comprobarlo tenemos que calcular la relación entre la longitud de la columna y su dimensión transversal mínima o esbeltez.

Emplearemos el método de coeficiente de pandeo ω . Este depende de la esbeltez mecánica λ y del tipo de acero de la barra y de la sección.

Para nuestro caso la columna se puede considerar como una barra empotrada con un extremo libre. Tenemos que considerar que la tensión que sufre la sección crítica no sea superior a la tensión admisible del material.

Se debe de verificar lo siguiente;

$$\sigma = \frac{w \cdot F}{A} + \frac{M_b}{W_b} \leq \sigma_{adm}$$

Donde:

$$F = R_c \cdot \gamma_s$$

$$M_b = M_c \cdot \gamma_s$$

En primer lugar, para obtener el coeficiente de pandeo ω calculará la esbeltez λ mecánica.

$$\lambda = \frac{L}{i_{min}}$$

Donde:

L (longitud de pandeo) = 2·longitud de la columna (empotramiento parte inferior)

i_{min} = radio de giro

El radio de giro se calcula como:

$$i_{min} = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

Donde:

I = momento de inercia a flexión de la sección de la columna Imin, en este caso Imin=Iy=Iz, ya que se trata de un perfil tubular, como vimos anteriormente.

A = área transversal del perfil tubular

L	5470 mm
I	3.810.744.034,823 mm ⁴
A	31.101,767 mm ²

i_{min}	350,036
-----------	---------

λ	31,254
-----------	--------

ω	1,04
----------	------

Tabla

λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
20	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,03	1,03	1,03	1,03	1,04
30	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07
40	1,07	1,08	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,11	1,12	1,12
50	1,13	1,14	1,14	1,15	1,16	1,17	1,18	1,19	1,20	1,21
60	1,22	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	1,29	1,30	1,31	1,33
70	1,34	1,36	1,37	1,39	1,40	1,42	1,44	1,46	1,47	1,49
80	1,51	1,53	1,55	1,57	1,60	1,62	1,64	1,66	1,69	1,71
90	1,74	1,76	1,79	1,81	1,84	1,86	1,89	1,92	1,95	1,98
100	2,01	2,03	2,06	2,09	2,13	2,16	2,19	2,22	2,25	2,29
110	2,32	2,35	2,39	2,42	2,46	2,49	2,53	2,56	2,60	2,64
120	2,67	2,71	2,75	2,79	2,82	2,86	2,90	2,94	2,98	3,02
130	3,06	3,11	3,15	3,19	3,23	3,27	3,32	3,36	3,40	3,45
140	3,49	3,54	3,58	3,63	3,67	3,72	3,77	3,81	3,86	3,91
150	3,96	4,00	4,05	4,10	4,15	4,20	4,25	4,30	4,35	4,40
160	4,45	4,51	4,56	4,61	4,66	4,72	4,77	4,82	4,88	4,93
170	4,99	5,04	5,10	5,15	5,21	5,26	5,32	5,38	5,44	5,49
180	5,55	5,61	5,67	5,73	5,79	5,85	5,91	5,97	6,03	6,09
190	6,15	6,21	6,27	6,34	6,40	6,46	6,53	6,59	6,65	6,72
200	6,78	6,85	6,91	6,98	7,05	7,11	7,18	7,25	7,31	7,38
210	7,45	7,52	7,59	7,66	7,72	7,79	7,86	7,93	8,01	8,08
220	8,15	8,22	8,29	8,36	8,44	8,51	8,58	8,66	8,73	8,80
230	8,88	8,95	9,03	9,11	9,18	9,26	9,33	9,41	9,49	9,57
240	9,64	9,72	9,80	9,88	9,96	10,04	10,12	10,20	10,28	10,36
250	10,44									

Tabla 15: Coeficiente de pandeo w . [Fuente: N. Larburu]

En el apartado anterior habíamos calculado el momento flector máximo y la reacción de compresión, además del momento resistente a flexión de la sección:

M_c	296381,192 Nm
R_c	335442,365 N
$W_b = W_{flexión}$	7621488,07 mm ³
γ_s	1,06

$F = R_c \cdot \gamma_s$	355568,907 N
$M_b = M_c \cdot \gamma_s$	314164063,5 N·mm

σ	53,111 Mpa
----------	------------

σ_e	275 MPa
C_s	1,5
$\sigma_{adm} = \sigma_e / C_s$	183,333 Mpa

Como $\sigma \leq \sigma_{adm}$ la columna resistirá los esfuerzos de pandeo

3.8. DIMENSIONAMIENTO DE LA CIMENTACIÓN Y DEL ANCLAJE

3.8.1. DIMENSIONAMIENTO DE LA ZAPATA

La cimentación es la encargada de transmitir todas las cargas de la estructura al terreno de forma adecuada.

La zapata se dimensionará para resistir las cargas actuantes y las reacciones inducidas. Para ello será preciso que las solicitaciones actuantes sobre el elemento de cimentación se transmitan íntegramente al terreno.

Para la definición de las dimensiones de la cimentación y la comprobación de las tensiones del terreno se considerarán las combinaciones más desfavorables transmitidas por la estructura.

El tipo de hormigón utilizado en la zapata será un hormigón de baja resistencia. La EHE impone un mínimo a emplear de HA-25, cuya resistencia característica es $f_{ck} = 25$ MPa. Se utiliza habitualmente acero B 500 S/SD en su armado. En este caso, se ha optado por un acero B 500 S, cuya resistencia característica es $f_{yk} = 500$ MPa.

Para el dimensionamiento del macizo de anclaje o zapata de la grúa se han utilizado ecuaciones propias para este tipo de grúas extraídas del libro Grúas, de E. Larrodé y A. Miravete.

A la hora de hacer los cálculos, además de las fuerzas ejercidas por los elementos que componen la estructura de la grúa y la carga, habrá que sumar el peso de la zapata aislada que también ejercerá presión sobre el terreno.

Tal como se ve en la figura, sobre la zapata de un peso propio G_f y longitud de lado h , que se supone cuadrada, actúa la fuerza vertical V como suma de todos los pesos propios de la estructura de la grúa y la carga, así como un momento M .

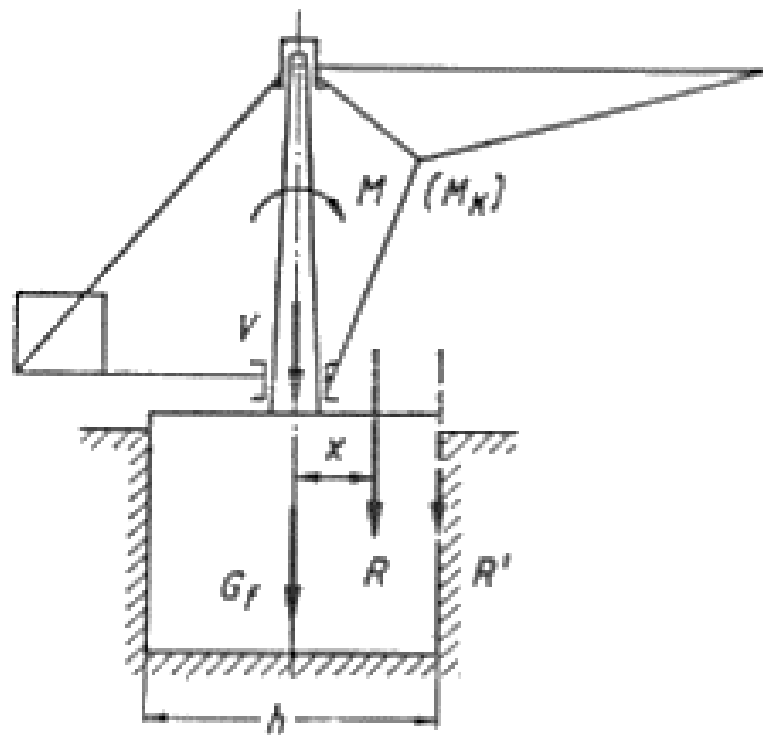


Figura 7: Macizo de anclaje[Fuente: Ernst, 1961b]

La distancia a la que actúan las fuerzas verticales se denomina x , por tanto, el momento M resultante será:

$$M = R \cdot x$$

Es decir, la excentricidad con la que actuarán las fuerzas sobre la zapata será:

$$x = M/R$$

La presión en el terreno p depende de la magnitud de la excentricidad x y de la posición de la pluma y , por tanto, las presiones producidas en el terreno cambiarán en función de estas dos variables. Se calculará para dos posiciones de la pluma, tal y como se aprecia en la siguiente figura.

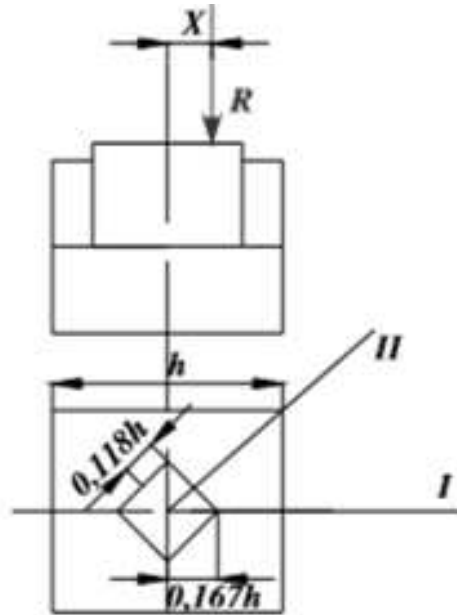


Figura 8: Macizo de anclaje. [Fuente: Larrodé, Miravete]

Por tanto, se definen, en función de x y de la posición de la pluma, cuatro presiones del terreno:

- 1) Posición I. Pluma paralela a uno de los lados del macizo, la fuerza incide dentro del núcleo de la sección ($x < 0,167 \cdot h$)

$$P_a = \frac{R}{h^2} \cdot \left(1 + 6 \cdot \frac{x}{h}\right)$$

- 2) Posición I. Pluma paralela a uno de los lados del macizo, la fuerza incide fuera del núcleo de la sección ($x > 0,167 \cdot h$)

$$P_b = \frac{R}{h^2} \cdot \frac{4}{\left(3 - 6 \cdot \frac{x}{h}\right)}$$

Aquí se tiene en cuenta que la superficie de la base solo puede transmitir tensiones de compresión, pero no de tracción.

- 3) Posición II. Pluma en diagonal, la fuerza incide dentro del núcleo de la sección ($x < 0,118 \cdot h$).

$$P_c = \frac{R}{h^2} \cdot \left(1 + 8,5 \cdot \frac{x}{h}\right)$$

- 4) Posición II. Pluma en diagonal, la fuerza incide fuera del núcleo de la sección ($x > 0,118 \cdot h$), sólo fuerzas de compresión.

$$P_d = \frac{R}{h^2} \cdot \frac{1}{(0,7 - 1,7 \cdot \frac{x}{h})}$$

La presión p debe ser siempre mayor de cero, asegurando así la estabilidad de la grúa, y a su vez menor que la presión admisible del terreno.

Clase de terreno	$P_{\text{máx}}$ en Kg/cm^2
Terraplén, terreno no apisonado artificialmente, según sus propiedades. Terreno de tierra suelta, firme	0 a 1
a) Arena fina y semigruesa hasta un tamaño de 1 mm.....	2
b) Arena gruesa, tamaño de grano 1 a 3 mm.....	3
c) Gravilla con 1/3 por lo menos de su volumen ocupado por grava, y con grava, hasta 70 mm de tamaño de grano.....	4
Terreno de tierra fuerte (arcilla roja y blanca y marga)	
a) blando (francamente plástico).....	0,4
b) consistente (poco plástico).....	0,8
c) semifirme.....	1,5
d) duro.....	3
Roca fuerte poco resquebrajada, en buen estado, no modificada por los agentes atmosféricos y favorablemente estratificada. Cuando el resquebrajamiento sea mayor o la estratificación desfavorable, hay que reducir los valores en más de la mitad	
a) en una sucesión apretada de capas (Gres esquistoso, piedra calcárea, mármol, marga compacta, dolomía, esquisto cristalino, arcilla esquistosa).....	
a) de menor resistencia mecánica.....	10
b) de constitución firme (más de 50 Kg/cm^2 de resistencia a la compresión).....	15
b) en formación de masa o especial (granito, sienita, diorita, pórfido, diabasa, basalto andesita, gneis).....	30

Tabla 16: Presiones admisibles en el terreno en kg/cm^2 según DIN 1054

La presión admisible del terreno debe ser superior a 0 kg/cm^2 . En el caso de una presión admisible inferior a 0 kg/cm^2 , se considera que no es un terreno apropiado para realizar una cimentación capaz de soportar la estructura y cargas que actúan sobre la grúa. En dicho caso, se tiene que realizar una zanja y se rellenará con una capa de cemento pobre (resistencia a la compresión de 100-150 kg/cm^2).

3.8.1.1. CÁLCULO DE LA PRESIÓN DEL TERRENO MÁXIMA EN FUNCIÓN DE LAS DIMENSIONES DE LA ZAPATA

En primer lugar, se ha de estimar la altura de la zapata, como referencia se tiene el diseño de otros fabricantes, por tanto, vamos a considerar un cuadrado de profundidad $d=150$ cm, a continuación, se hallará el valor del lado de la zapata que según las condiciones más desfavorables produzca una presión en el terreno no inferior a 1 kg/cm^2 .

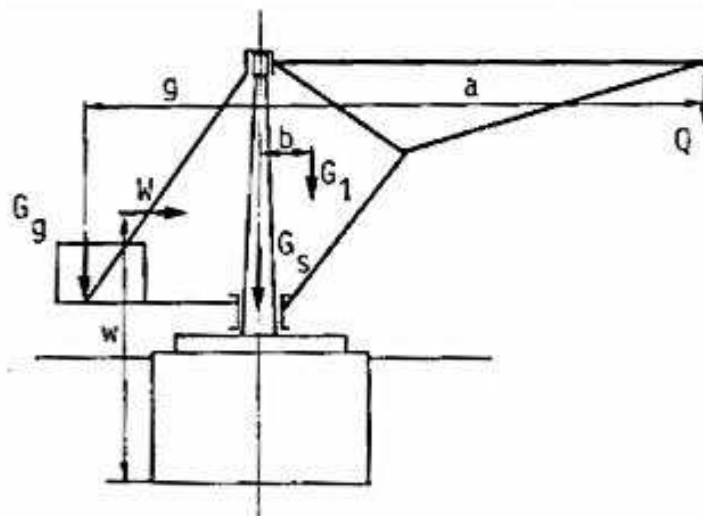


Figura 9: Fuerzas que actúan en la zapata. [Fuente: Larrodé, Miravete]

El peso de la zapata de hormigón armado FF varía según las dimensiones de ésta, por tanto, R y x varían con cada valor de h (lado de la zapata) diferente. Teniendo en cuenta que $d=150$ cm y la densidad del hormigón armado es $2\,500\text{ kg/m}^3$, se halla el peso de cada zapata para diferentes valores de h y se calcula las presiones resultantes para cada caso.

A continuación, vamos a proceder al cálculo de los momentos flectores por la acción del viento respecto de la base de la zapata. Vamos a considerar dos casos diferentes:

a) Caso con carga y viento de servicio.

Este momento se calcula sumando los momentos provocados por el viento en cada elemento. Para nuestro caso se empleamos la siguiente

ecuación:

$$M_{vA} = M_{vcolA} + M_{vCA} + M_{vconA}$$

Donde:

M_{vcolA} =Momento flector debido a la acción del viento en servicio sobre la columna.

M_{vCA} =Momento flector debido a la acción del viento en servicio sobre la carga.

M_{vconA} =Momento flector debido a la acción del viento en servicio sobre el contrapeso.

b) Caso con viento fuera de servicio.

En este caso, no se considera la fuerza del viento sobre la carga, ya que la grúa está fuera de servicio, es decir, no hay carga. Para nuestro caso se emplea la siguiente ecuación:

$$M_{vB} = M_{vcolB} + M_{vconB}$$

Donde:

M_{vcolB} =Momento flector debido a la acción del viento fuera de servicio sobre la columna.

M_{vconB} =Momento flector debido a la acción del viento fuera de servicio sobre el contrapeso.

- **Determinación de las combinaciones de solicitaciones.**

Como se ha indicado más arriba para el dimensionamiento de la pluma y de la columna, la fórmula general de cálculo es:

$$[M \cdot (S_G + \Psi \cdot S_L + S_H) + S_W] \cdot C_S$$

Los casos posibles de combinación de solicitaciones son varios:

1) Caso I: En servicio sin viento.

Donde tenemos las siguientes ecuaciones:

$$R = [C_d \cdot (Q_c + Q_{met}) + Q_{con} + Q_{mg} + Q_{col} + Q_{plu} + Q_{plu'}] + Q_z$$

$$M = [(C_d \cdot L_{plu} \cdot (Q_c + Q_{met}) + Q_{plu} \cdot (L'_{plu}/2)) - (Q_{con} \cdot L_{con} + Q_{plu'} \cdot L'_{con})] \cdot \gamma_s \cdot C_s$$

2) Caso II: En servicio con viento.

Donde tenemos las siguientes ecuaciones:

$$R = [C_d \cdot (Q_c + Q_{met}) + Q_{con} + Q_{mg} + Q_{col} + Q_{plu} + Q_{plu'}] + Q_z$$

$$M = [(((C_d \cdot L_{plu} \cdot (Q_c + Q_{met}) + Q_{plu} \cdot (L'_{plu}/2)) - (Q_{con} \cdot L_{con} + Q_{plu'} \cdot L'_{con})) \cdot \gamma_s + M_{vA})] \cdot C_s$$

3) Caso III: Fuera de servicio con viento máximo.

Donde tenemos las siguientes ecuaciones:

$$R = [Q_{met} + Q_{con} + Q_{mg} + Q_{col} + Q_{plu} + Q_{plu'}] + Q_z$$

$$M = [(Q_{met} \cdot L_{plu} + Q_{plu} \cdot (L'_{plu}/2)) - (Q_{con} \cdot L_{con} + Q_{plu'} \cdot L'_{con})] \cdot \gamma_s + M_{vB}] \cdot C_s$$

- **Acciones sobre la zapata.**

La solicitación de la base de la zapata al terreno será la calculada para la situación más desfavorable, esto es, en servicio sin viento. Los valores del momento de vuelco y la suma de fuerzas verticales, teniendo en cuenta el peso de la zapata, son:

Acciones mayoradas:

Esfuerzo axial:

$$N = R_C = [C_d \cdot (Q_c + Q_{met}) + Q_{con} + Q_{mg} + Q_{col} + Q_{plu} + Q_{plu'}] + Q_z$$

Momento de vuelco:

$$M = M_C = [(C_d \cdot L_{plu} \cdot (Q_c + Q_{met}) + Q_{plu} \cdot (L'_{plu}/2)) - (Q_{con} \cdot L_{con} + Q_{plu'} \cdot L'_{con})] \cdot \gamma_s \cdot C_S$$

Esfuerzo cortante:

$$V = (F_{vcolA} + F_{vconA} + F_{vcA}) \cdot C_S$$

Acciones sin mayorar:

Esfuerzo axial:

$$N = R_C = [C_d \cdot (Q_c + Q_{met}) + Q_{con} + Q_{mg} + Q_{col} + Q_{plu} + Q_{plu'}] + Q_z$$

Momento de vuelco:

$$M = M_C = [(C_d \cdot L_{plu} \cdot (Q_c + Q_{met}) + Q_{plu} \cdot (L'_{plu}/2)) - (Q_{con} \cdot L_{con} + Q_{plu'} \cdot L'_{con})]$$

Esfuerzo cortante:

$$V = (F_{vcolA} + F_{vconA} + F_{vcA}) \cdot C_S$$

3.8.1.2. COMPROBACIONES EN EL DISEÑO DE LA ZAPATA

a) Consideraciones del vuelo máximo.

Según la relación entre sus dimensiones, las zapatas se clasifican en rígidas y flexibles.

Para determinar cuál de los dos tipos utilizaremos en nuestra zapata, emplearemos las siguientes ecuaciones:

- Zapata rígida: $0,5 \cdot d \leq U_{\text{máx}} \leq 2 \cdot d$
- Zapata flexible: $U_{\text{máx}} > 2 \cdot d$

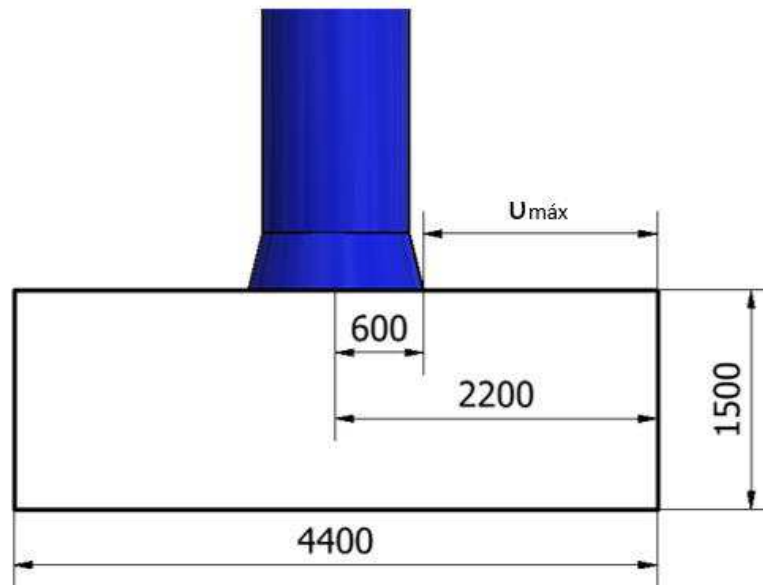


Figura 10: Zapata rígida/flexible. [Fuente: el autor]

$$d = 1500 \text{ mm}$$

$$U_{\text{máx}} = 2200 - 600 = 1600 \text{ mm}$$

$$\text{Como: } 0,5 \cdot d \leq U_{\text{máx}} \leq 2 \cdot d; 750 \leq 1600 \leq 3000$$

Con lo cual, nuestra zapata se considera rígida porque cumple con esa condición.

b) Comprobación de la estabilidad del cimiento.

Tenemos la zapata con las dimensiones y situación que se indica en la siguiente figura, sometida a los esfuerzos en la base de la columna N_o , M_o y V_o :

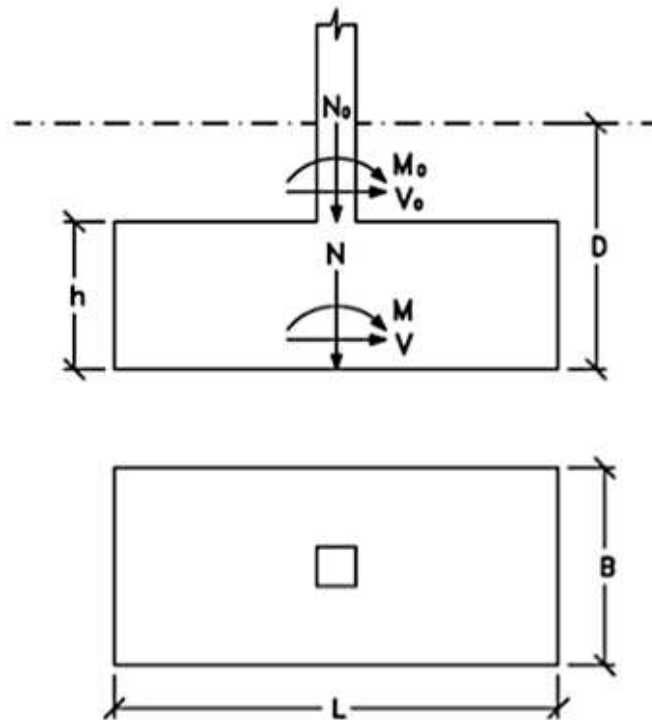


Figura 11: Comprobación estabilidad. [Fuente: Larrodé, Miravete]

Se estudia la superficie de contacto entre la zapata y el suelo. En esta superficie actúan:

$$N = N_0 + Q_z$$

$$M = M_0 + V_0 \cdot h$$

$$V = V_0$$

Siendo N_0 , M_0 y V_0 los esfuerzos, sin mayorar, a los que está sometida la columna en su base.

Destacar que en los cálculos no se considerará el peso del terreno sobre el cimiento por ser un valor estabilizador que puede no existir accidentalmente.

Las comprobaciones de la estabilidad estructural de la zapata que se deben realizar son las siguientes:

- Seguridad frente al hundimiento o rotura del terreno de cimentación.

La distribución de tensiones bajo una zapata no es uniforme según la rigidez de la zapata y la naturaleza del suelo.

En la práctica, para evitar cálculos complejos, se adoptan distribuciones uniformes o lineales.

Pueden presentarse los siguientes casos:

a) $e = M/N = 0$

Siendo e la excentricidad de la carga axial.

Corresponde a una distribución uniforme de tensiones con:

$$\sigma_c = \frac{N}{L \cdot B}$$

b) $e = M/N \leq L/6$

Corresponde a una distribución trapecial de tensiones con:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{N}{L \cdot B} \cdot \left(1 + \frac{6 \cdot e}{L}\right)$$

$$\sigma_{min} = \frac{N}{L \cdot B} \cdot \left(1 - \frac{6 \cdot e}{L}\right)$$

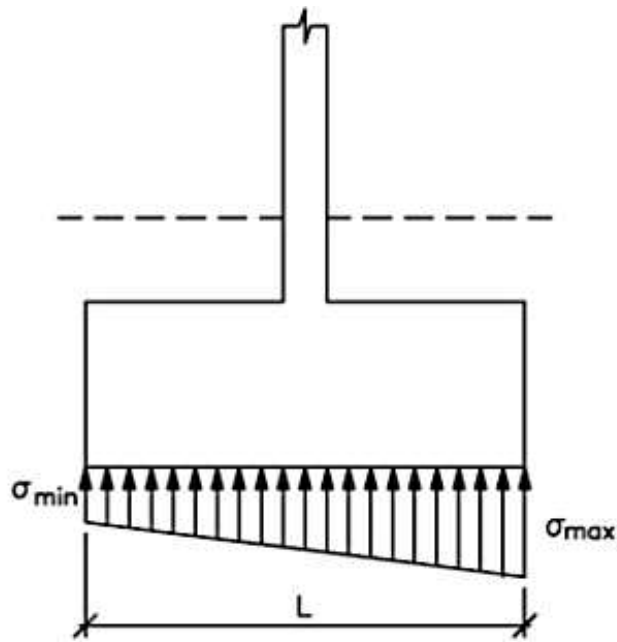


Figura 12: Distribución trapezoidal de tensiones. [Fuente: Larrodé, Miravete].

c) $e = M/N > L/6$

Corresponde a una distribución triangular de tensiones con una zona comprimida y una traccionada. Como no puede haber tracción entre el hormigón y el terreno, se acepta que se produce una redistribución de tensiones de forma que se produzca un equilibrio de esfuerzos.

$$N = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} \cdot \overline{AX}}{2} \cdot B$$

$$\overline{AC} = \frac{\overline{AX}}{3} = \frac{L}{2} - e$$

$$\overline{AX} = \frac{3 \cdot L}{2} - 3 \cdot e$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{4 \cdot N}{3 \cdot (L - 2 \cdot e) \cdot B}$$

Al tratarse de una zapata cuadrada, $L = B = a$.

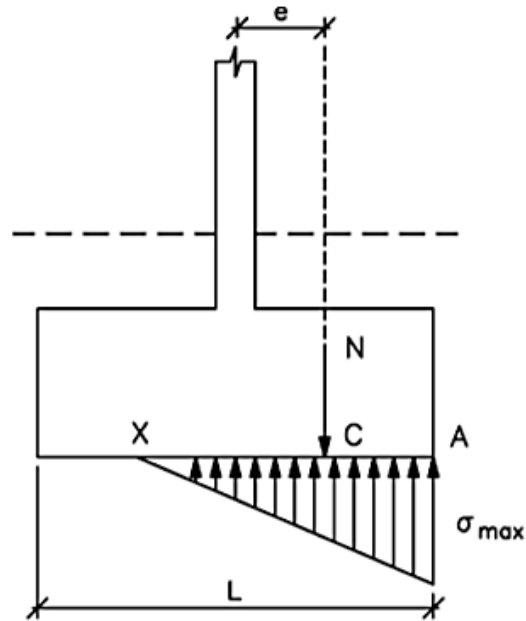


Figura 13: Distribución triangular de tensiones. [Fuente: Larrodé, Miravete]

En todos estos casos deberá cumplirse:

$$\sigma_{\max} \leq 1,25 \cdot \sigma_{adm}$$

Y en el caso de distribución trapezoidal, además:

$$\frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \leq \sigma_{adm}$$

- Seguridad al vuelco.

En este apartado, habrá que tener en cuenta las acciones que favorecen el vuelco y las acciones que lo contrarrestan. Se plantearán las ecuaciones de equilibrio estático respecto al punto de vuelco de la zapata (A).

Por tanto, tomando momentos respecto al borde en la base de la zapata y debiendo cumplirse que el coeficiente de estabilidad:

$$C_{sv} = \frac{N \cdot L/2}{M} \geq 1,5$$

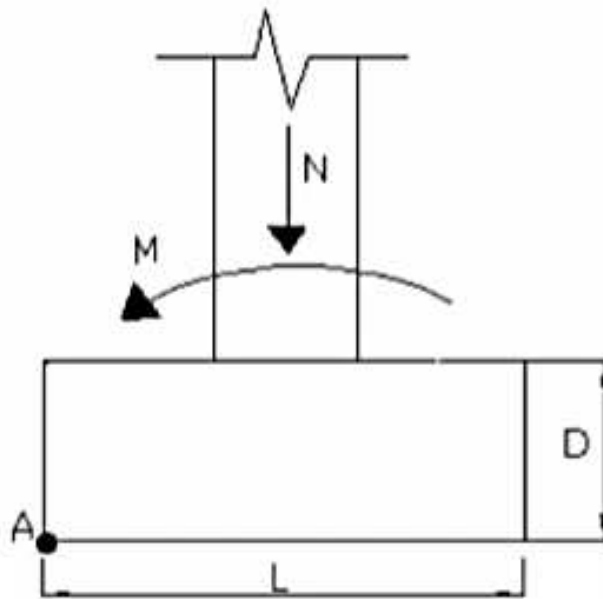


Figura 14: Estabilidad al vuelco. [Fuente: Larrodé, Miravete]

3.8.2. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DE LA ZAPATA

DIMENSIONAMIENTO DE LA ZAPATA

d(profundidad o altura de la zapata) < 3 m	150,000 cm
ρ_H (densidad del hormigón armado)	2500,000 kg/m ³

Pesos propios

	kg	N
Pluma (Q _{plu})	3091	30322,710
Contrapluma (Q _{plu'})	2479	24318,990
Columna (Q _{col})	3653	35835,155
Carga útil+accesorios (Q _c)	8100	79461,000
Mecanismo de giro (Q _{mg})	830	8142,300
Polipasto (Q _{met})	700	6867,000
Contrapeso (Q _{con})	15165	148768,650
Q _z (peso propio zapata)	Variable	Variable

En servicio sin viento

Pluma (Qplu)	30322,710 N
Contrapluma (Qplu')	24318,990 N
Carga útil+accesorios (Qc)	79461,000 N
Polipasto (Qmet)	6867,000 N
Contrapeso (Qcon)	148768,650 N
Cd (Coeficiente dinámico)	1,020
Cs (Coeficiente de seguridad)	1,500
γ_s	1,060
L'plu	8,200 m
Lplu	7,300 m
L'con	1,800 m
Lcon	2,870 m
$R=N=[Cd \cdot (Qc+Qmet)+Qcon+Qmg+Qcol+Qplu+Qplu'] + Qz$	Variable(depende de Qz) N
$M=[(Cd \cdot Lplu \cdot (Qc+Qmet)+Qplu \cdot (L'plu/2)) - (Qcon \cdot Lcon+Q'plu \cdot L'con)] \cdot \gamma_s \cdot Cs$	471246,094 N·m

Cálculo del lado h

h (m)	Qz=Volz·pH (kg)	R (kg)	x=M/R (cm)	PI (kg/cm2)	PII (kg/cm2)	PIII(kg/cm2)	PIV(kg/cm2)
3,60	48600	82794,000	58,020	1,257	1,257	1,514	1,500
3,65	49959,375	84153,375	57,083	1,224	1,226	1,471	1,455
3,70	51337,5	85531,500	56,163	1,194	1,196	1,431	1,414
3,75	52734,375	86928,375	55,261	1,165	1,169	1,392	1,375
3,80	54150	88344,000	54,375	1,137	1,143	1,356	1,339
3,85	55584,375	89778,375	53,507	1,111	1,118	1,321	1,306
3,90	57037,5	91231,500	52,654	1,086	1,096	1,288	1,275
3,95	58509,375	92703,375	51,818	1,062	1,074	1,257	1,246
4,00	60000	94194,000	50,998	1,039	1,054	1,227	1,218
4,05	61509,375	95703,375	50,194	1,017	1,034	1,198	1,192
5,05	95634,375	129828,375	37,001	0,733	0,795	0,826	0,885
6,05	137259,375	171453,375	28,018	0,599	0,688	0,653	0,754

La longitud del lado h a la que la presión es superior a 1 Kg/cm2 para todos los supuestos es para h=4,05 m.

Aun así, es necesario hacer un estudio del subsuelo para comprobar cuál es la presión máxima que admite y si es necesario recalcular h.

En servicio con viento

Pluma (Qplu)	30322,710 N
Contrapluma (Qplu')	24318,990 N
Carga útil+accesorios (Qc)	79461,000 N
Polipasto (Qmet)	6867,000 N
Contrapeso (Qcon)	148768,650 N
Cd (Coeficiente dinámico)	1,020
Cs (Coeficiente de seguridad)	1,330
ys	1,060
L'plu	8,200 m
Lplu	7,300 m
L'con	1,800 m
Lcon	2,870 m
$R=N=[Cd \cdot (Qc+Qmet)+Qcon+Qmg+Qcol+Qplu+Qplu'] +Qz$	Variable(depe nde de Qz) N

FvcolA	826,930 N
Lcol/2	2,735 m
FvconA	1859,610 N
L1=distancia suelo- c.d.g.contrapeso	5,000 m
FvcA	981,000 N
L2=distancia desde el suelo a la carga en el punto mas alto	4,970 m
$MvA=FvcolA \cdot (Lcol/2)+FvconA \cdot L1+FvcA \cdot L2$	16435,274 N·m
$M=[((Cd \cdot Lplu \cdot (Qc+Qmet)+Qplu \cdot (L'plu/2))- (Qcon \cdot Lcon+Q'plu \cdot L'con)) \cdot ys+MvA] \cdot Cs$	435259,594 N·m

Cálculo del lado h

h (m)	Qz=Volz·pH (kg)	R (kg)	x=M/R (cm)	PI (kg/cm2)	PII (kg/cm2)	PIII(kg/cm2)	PIV(kg/cm2)
3,60	48600	82794,000	53,590	1,209	1,213	1,447	1,429
3,65	49959,375	84153,375	52,724	1,179	1,184	1,407	1,390
3,70	51337,5	85531,500	51,874	1,150	1,158	1,369	1,353
3,75	52734,375	86928,375	51,041	1,123	1,132	1,333	1,319
3,80	54150	88344,000	50,223	1,097	1,109	1,299	1,287
3,85	55584,375	89778,375	49,421	1,072	1,087	1,267	1,257
3,90	57037,5	91231,500	48,633	1,049	1,065	1,236	1,229
3,95	58509,375	92703,375	47,861	1,026	1,046	1,206	1,203
4,00	60000	94194,000	47,104	1,005	1,027	1,178	1,178
4,05	61509,375	95703,375	46,361	0,984	1,009	1,151	1,154
5,05	95634,375	129828,375	34,175	0,716	0,785	0,802	0,870
6,05	137259,375	171453,375	25,878	0,589	0,683	0,639	0,747

La longitud del lado h a la que la presión es superior a 1 Kg/cm² para todos los supuestos es para h=4,00 m.

Aun así, es necesario hacer un estudio del subsuelo para comprobar cuál es la presión máxima que admite y si es necesario recalcular h.

Fuera de servicio

Pluma (Qplu)	30322,710 N
Contrapluma (Qplu')	24318,990 N
Polipasto (Qmet)	6867,000 N
Contrapeso (Qcon)	148768,650 N
Cd (Coeficiente dinámico)	1,020
Cs (Coeficiente de seguridad)	1,100
γs	1,060
L'plu	8,200 m
Lplu	7,300 m
L'con	1,800 m
Lcon	2,870 m
$R=N=[Qmet+Qcon+Qmg+Qcol+Qplu+Qplu'] + Qz$	Variable(depe nde de Qz) N

FvcolB	2646,170 N
Lcol/2	2,735 m
FvconB	148768,650 N
L1=distancia suelo- c.d.g.contrapeso	5,000 m
$MvA=FvcolA \cdot (Lcol/2) + FvconA \cdot L1 + FvcA \cdot L2$	751080,525 N·m
$M=[((Lplu \cdot Qmet) + Qplu \cdot (L'plu/2)) - (Qcon \cdot Lcon + Q'plu \cdot L'con)) \cdot \gamma s + MvB] \cdot Cs$	450673,553 N·m

Cálculo del lado h

h (m)	Qz=Volz·ρH (kg)	R (kg)	x=M/R (cm)	PI (kg/cm ²)	PII (kg/cm ²)	PIII(kg/cm ²)	PIV(kg/cm ²)
3,60	48600	74517,921	61,810	1,167	1,168	1,414	1,409
3,65	49959,375	75877,296	60,702	1,138	1,138	1,375	1,365
3,70	51337,5	77255,421	59,620	1,110	1,110	1,337	1,324
3,75	52734,375	78652,296	58,561	1,083	1,084	1,302	1,287
3,80	54150	80067,921	57,525	1,058	1,060	1,268	1,253
3,85	55584,375	81502,296	56,513	1,034	1,038	1,236	1,221
3,90	57037,5	82955,421	55,523	1,011	1,017	1,205	1,191
3,95	58509,375	84427,296	54,555	0,990	0,997	1,176	1,163
4,00	60000	85917,921	53,609	0,969	0,978	1,149	1,137
4,05	61509,375	87427,296	52,683	0,949	0,961	1,122	1,113
5,05	95634,375	121552,296	37,893	0,691	0,748	0,781	0,833
6,05	137259,375	163177,296	28,227	0,571	0,656	0,623	0,718

La longitud del lado h a la que la presión es superior a 1 Kg/cm^2 para todos los supuestos es para $h=3,90 \text{ m}$.

Aun así, es necesario hacer un estudio del subsuelo para comprobar cuál es la presión máxima que admite y si es necesario recalcular h .

Las dimensiones de la zapata son:

h , lado de la zapata= 4,05 m

d , profundidad de la zapata= 1,50 m

COMPROBACIONES EN EL DISEÑO DE LA ZAPATA

Instrucción EHE sobre zapatas rígidas

Comprobación del vuelo máximo

$h=L$ (ancho)	4,050	m
d (profundidad)	1,500	m
D (diametro columna)	1,000	m
$v_{\text{máx}}=(h-D)/2$	1,525	m
$0,5 \cdot d$	0,750	m
$2 \cdot d$	3,000	m

Como $0,5 \cdot d < v_{\text{máx}} < 2 \cdot d \Rightarrow$ Zapata rígida

Acciones

Se calcula para la situación más desfavorable \Rightarrow En servicio sin viento

$Q_z = \text{Vol}_z \cdot \rho H$	603406,969 N
-----------------------------------	--------------

Mayoradas

$N = [C_d \cdot (Q_c + Q_{\text{met}}) + Q_{\text{con}} + Q_{\text{mg}} + Q_{\text{col}} + 2 \cdot Q_{\text{plu}} + 2 \cdot Q_{\text{plu}}'] + Q_z$	938850,109 N
$M = [(C_d \cdot L_{\text{plu}} \cdot (Q_c + Q_{\text{met}}) + 2 \cdot Q_{\text{plu}} \cdot (L'_{\text{plu}}/2)) - (Q_{\text{con}} \cdot L_{\text{con}} + 2 \cdot Q_{\text{plu}}' \cdot L'_{\text{con}})] \cdot \gamma S \cdot CS$	471246,094 N·m

Sin mayorar

$N = [C_d \cdot (Q_c + Q_{\text{met}}) + Q_{\text{con}} + Q_{\text{mg}} + Q_{\text{col}} + 2 \cdot Q_{\text{plu}} + 2 \cdot Q_{\text{plu}}'] + Q_z$	938850,109 N
$M = [(C_d \cdot L_{\text{plu}} \cdot (Q_c + Q_{\text{met}}) + 2 \cdot Q_{\text{plu}} \cdot (L'_{\text{plu}}/2)) - (Q_{\text{con}} \cdot L_{\text{con}} + 2 \cdot Q_{\text{plu}}' \cdot L'_{\text{con}})]$	296381,191 N·m

Comprobación de la estabilidad estructural

Seguridad frente al hundimiento (Acciones mayoradas)

$e = M/N$	0,502 m
$L/6$	0,675 m

Como $e < L/6$;Corresponde a una distribución trapecial de tensiones

$\sigma_{\max} = N/(L \cdot B) \cdot (1 + (6 \cdot e)/L)$	99,801	kN/m ²
$\sigma_{\min} = N/(L \cdot B) \cdot (1 - (6 \cdot e)/L)$	14,675	kN/m ²
σ_{adm}	300	kN/m ²

Se tiene que cumplir que:

$$\sigma_{\max} \leq 1,25 \cdot \sigma_{adm}$$

$$(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 \leq \sigma_{adm}$$

$1,25 \cdot \sigma_{adm}$	375	kN/m ²
$(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$	57,238	kN/m ²

$$99,801 \leq 375 ; \text{ Si se cumple}$$

$$57,238 \leq 375 ; \text{ Si se cumple}$$

Seguridad al vuelco (Acciones sin mayorar, estabilizadoras)

Se tiene que cumplir que:

$$C_{sv} = (N \cdot L/2)/M \geq 1,5$$

$C_{sv} = (N \cdot L/2)/M$	6,415
----------------------------	-------

$$6,415 > 1,5 ; \text{ Si se cumple}$$

Las dimensiones finales de la zapata son:

h, lado de la zapata= 4,05 m

d, profundidad de la zapata= 1,50 m

3.8.3. DIMENSIONAMIENTO DEL ANCLAJE

La columna transmite las cargas al terreno a través de la zapata de hormigón armado. Como las tensiones de trabajo del hormigón de cimientos, en torno a los 50 kg/cm², son muy inferiores a las del acero, alrededor de los 1 400 kg/cm², es necesario realizar el asiento por medio de placas, con rigidez suficiente para repartir las cargas, de manera que la presión sobre el hormigón

se reparta de forma homogénea y no rebase el valor admisible.

La unión de la columna con la zapata se efectúa mediante pernos de anclaje, generalmente de redondo ordinario terrajado, con sus correspondientes tuercas embebidos en el hormigón; descansando, provisionalmente, la columna con su placa de asiento incorporada sobre las tuercas. Una vez realizada la correcta nivelación de la columna, se vierte una capa de 5 a 10 cm de mortero de cemento. La columna se fija a la zapata apretando las tuercas de los anclajes.

Para realizar estos cálculos se ha empleado el método descrito en el libro “La estructura metálica hoy”, Tomo I, Volumen I, de R. Argüelles.

3.8.3.1. DISEÑO DE LA PLACA DE ANCLAJE

Para el cálculo del hormigón y acero de la zapata se adoptan las solicitaciones de servicio mayoradas, y las resistencias de estos minoradas.

Se considerará una placa de anclaje circular.

Para los pernos de anclaje, se utilizará un acero B 500 S con una resistencia característica de $f_{yd} = 500$ MPa, siendo su resistencia de cálculo:

$$\sigma_{adma} = f_{yd} = f_{yk}/\gamma_S$$

Para dimensionar la placa de anclaje de la grúa se considerarán las solicitaciones de la zapata.

Para proceder al cálculo de la placa se tendrán en cuenta las hipótesis de carga más desfavorable.

Como se ha visto anteriormente, las solicitaciones de la zapata para la situación más desfavorable (grúa en servicio sin viento) son:

Esfuerzo axial:

$$N = R_C = [C_d \cdot (Q_c + Q_{met}) + Q_{con} + Q_{mg} + Q_{col} + Q_{plu} + Q_{plu'}] + Q_z$$

Momento de vuelco:

$$M = M_C = [(C_d \cdot L_{plu} \cdot (Q_c + Q_{met}) + Q_{plu} \cdot (L'_{plu}/2)) - (Q_{con} \cdot L_{con} + Q_{plu'} \cdot L'_{con})] \cdot \gamma_s \cdot C_s$$

3.8.3.2. CÁLCULO DE LAS DIMENSIONES DE LA PLACA DE ANCLAJE

Las dimensiones de la placa de asiento son función de la sollicitación que transmite la columna y de la tensión admisible del hormigón de la zapata.

Sobre la sección de arranque de la columna actúa un momento flector M y una fuerza axial N . La placa de asiento ha de tener unas dimensiones tales que, supuesta una hipótesis de reparto de presiones, éstas no superen la tensión admisible del hormigón.

Para predimensionar el lado de la placa se toma normalmente un vuelo de la placa de entre 100 y 200 mm.

Para nuestro caso, la placa de anclaje es circular:

$$a = b = a' + 2 \cdot b'$$

Siendo, a' el diámetro del cono base de la columna y b' el vuelo de la placa.

A continuación, tenemos que comprobar que la placa con estas dimensiones no transmite a la cimentación una tensión mayor que la que puede soportar el hormigón. A tal efecto, se calcula la excentricidad de los esfuerzos en la base de la columna. Esto dará una idea del tipo de distribución de esfuerzos a que podemos asemejar el caso de estudio.

La excentricidad será entonces:

$$e = M/N$$

Se lleva a cabo el estudio de la placa clasificando previamente según la excentricidad obtenida según los casos:

a) $e < a/6$

b) $a/6 < e < 0,375 \cdot a$

c) $e > 0,375 \cdot a$

Al realizar los cálculos como veremos después, estamos en la situación “c”. Se admite una ley de repartición uniforme en una zona cerca del borde comprimido, de valor σ_c^* , cuya amplitud será la cuarta parte de la placa. Esta hipótesis está permitida por la norma, pudiéndose aplicar a casos de estructuras con fuerte excentricidad.

Para que las medidas del predimensionamiento sean válidas, se habrá de cumplir:

$$\sigma_c^* \leq \sigma_{admh} = f_{cd}$$

Para la determinación de la tensión aplicada sobre el hormigón, se utiliza la siguiente ecuación:

$$\sigma_c^* = \frac{[N^* \cdot (e + \frac{a}{2} - g)]}{\frac{\pi \cdot r^2}{4} \cdot (7 \cdot \frac{a}{8} - g)}$$

Donde:

M^* = momento flector mayorado.

N^* = axil mayorado.

$a = b$ = diámetro de la placa.

g = distancia al extremo próximo de la placa de los anclajes ($g = 0,15 \cdot a$).

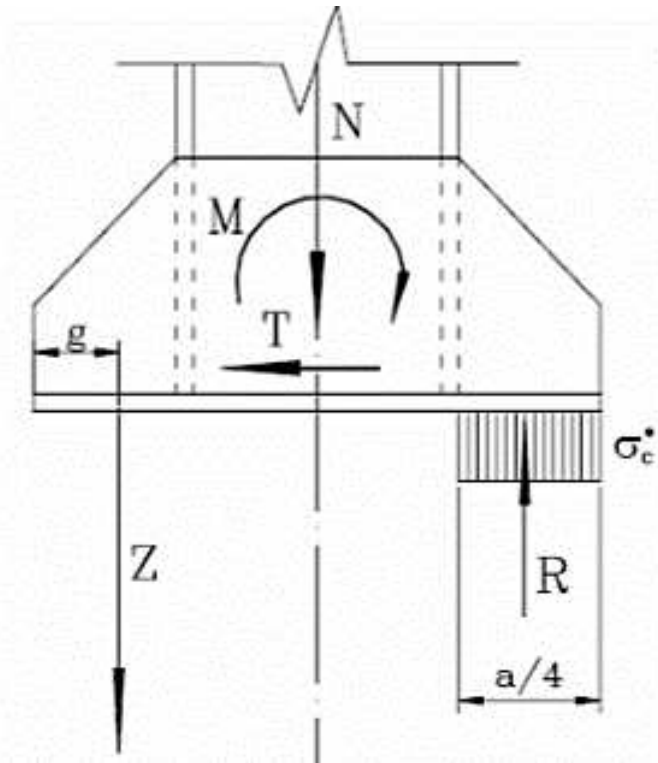


Figura 15: Ley de repartición uniforme en una zona de la placa. [Fuente: Larrodé, Miravete]

3.8.3.3. CÁLCULO DE LOS PERNOS DE ANCLAJE

a) Diámetro de los pernos.

Los pernos deben aguantar las fuerzas de tracción que produce el momento en la zapata, fijando la placa de anclaje al hormigón.

El esfuerzo de tracción total que deben de resistir los anclajes viene dado por la ecuación:

$$Z^* = -N^* + \frac{[M^* + N^* \cdot (\frac{a}{2} - g)]}{\frac{7}{8} \cdot a - g}$$

Donde:

M^* = momento flector mayorado.

N^* = axil mayorado.

a = diámetro de la placa.

g = distancia al extremo próximo de la placa de los anclajes ($g = 0,15 \cdot a$).

En este caso, habrá que introducir el valor de las acciones mayoradas para la situación más desfavorable, es decir, con la grúa en servicio y sin viento.

La sollicitación a la tracción de cada perno tendrá que ser menor que dicha sollicitación, esto es:

$$Z \leq 0,8 \cdot n \cdot \sigma_t \cdot A_t$$

Donde:

n = número de pernos solicitados a tracción.

σ_t = resistencia de cálculo del tornillo o perno.

A_t = área resistente del tornillo o perno.

Se colocarán un total de doce pernos en la placa de anclaje, con lo cual, dependiendo del sentido de las acciones, solo dos de ellos podrían soportar tracciones.

Por tanto, al área resistente de cada tornillo será:

$$A_t \geq \frac{Z}{0,8 \cdot n \cdot \sigma_t}$$

Con el valor de esta área se buscará en la tabla 17 un tornillo cuyo valor de área resistente sea inmediatamente superior.

Dimensiones de roscas métricas ISO, series de pasos bastos y finos.

Diámetro mayor (nominal) d (mm)	ROSCA BASTA			ROSCA FINA		
	Paso p (mm)	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo a tracción A_t (mm ²)	Paso p (mm)	Diámetro menor d_r (mm)	Área de esfuerzo a tracción A_t (mm ²)
3.0	0.50	2.39	5.03			
3.5	0.60	2.76	6.78			
4.0	0.70	3.14	8.78			
5.0	0.80	4.02	14.18			
6.0	1.00	4.77	20.12			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.00	6.77	39.17
10.0	1.50	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.47	92.07
14.0	2.00	11.55	115.4	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.7	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.5	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.8	1.50	18.16	271.50
22.0	2.50	18.93	303.4	1.50	20.16	333.50
24.0	3.00	20.32	352.5	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.4	2.00	24.55	495.74
30.0	3.50	25.71	560.6	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.6	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.7	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.8	3.00	35.32	1028.4

La longitud roscada de los tornillos métricos está dada por $L_r = 2d + 6$ mm, si $L_{TB} \leq 125$ mm y $d \leq 48$ mm, por $L_r = 2d + 12$ mm, si $125 \text{ mm} < L_{TB} \leq 200$ mm, y por $L_r = 2d + 25$ mm, si $L_{TB} > 200$ mm.

Tabla 17: Diámetros y áreas de roscas métricas de paso grueso y fino.

[Fuente; Normativa ISO]

b) Longitud de anclaje del perno.

Este cálculo se realizará según lo expuesto en la Instrucción EHE, en lo relativo a barras corrugadas.

Los posibles diámetros de las barras corrugadas serán los definidos en la serie siguiente, de acuerdo con la tabla 6 de la UNE-EN 10080:

6-8-10-12-14-16-20-25-32 y 40 mm

Las longitudes básicas de anclaje dependen, entre otros factores, de la posición que ocupa la barra en la cimentación. En este caso, la barra ocupa una posición, de adherencia buena, para las armaduras que durante el hormigonado forman con la horizontal un ángulo comprendido

entre 45° y 90°.

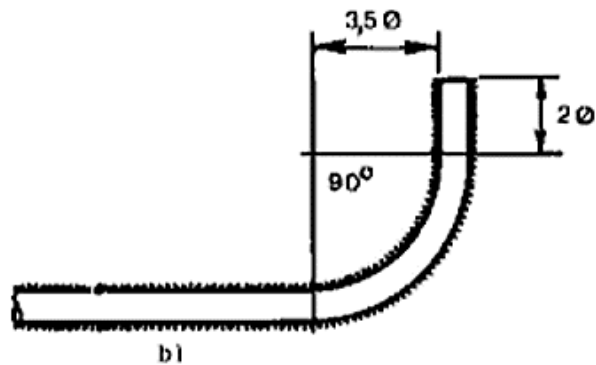


Figura 16: Patilla normalizada [Fuente: Fornons]

Por lo tanto, la expresión de la longitud básica de anclaje es:

$$I_b = m \cdot \phi^2 \geq \left(\frac{f_{yk}}{20}\right) \cdot \phi$$

Donde:

ϕ = diámetro de la barra en mm.

f_{yk} = límite elástico del acero en N/mm².

m = coeficiente numérico dado por la tabla de la EHE.

Hormigón	m	
	BA 400 S	BA 500 S
HA 25	12	15
HA 30	10	13
HA 35	9	12
HA 40	8	11
HA 45	7	10
HA 50	7	10

Tabla 18: Tabla del coeficiente m [Fuente: Fornons]

La longitud neta de anclaje se define como:

$$I_{bneto} = I_b \cdot \beta \cdot \left(\frac{A_S}{A_{Sreal}} \right)$$

Donde:

A_S = área de la sección de la armadura a tracción.

A_{Sreal} = área real del acero.

β = factor de reducción definido en la siguiente tabla.

Tipo de anclaje	Tracción	Compresión
Prolongación recta	-1	1
Patilla, gancho y gancho en U	0,7(*)	1
Barra transversal soldada	0,7	0,7

(*) Si el recubrimiento de hormigón perpendicular al plano de doblado es superior a 3ϕ . En caso contrario $\beta=1$

Tabla 19: Valores de β [Fuente: Fornons]

El área de la armadura a tracción es el área resistente de todos los tornillos que están trabajando a tracción, esto es:

$$A_S = n \cdot A_t$$

La sección real del acero vendrá dada por:

$$A_{Sreal} = \frac{\pi \cdot \phi^2}{4} \cdot n$$

Según la EHE, la longitud neta de anclaje definida no puede adoptar valores inferiores al mayor de los tres siguientes:

- a) $10 \cdot \varnothing$
- b) 15 cm
- c) La tercera parte de la longitud básica de anclaje para barras traccionadas y dos tercios de dicha longitud para barras comprimidas.

3.8.4. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DEL SISTEMA DE ANCLAJE

ANCLAJE DE LA COLUMNA	
Dimensionamiento placa de anclaje	
N	938850,109 N
M	471246,094 N·m
Hormigón	
fck (HA-25)	25 N/mm ²
γ_c	1,50
$\sigma_{admh} = f_{cd} = f_{ck}/\gamma_c$	16,667 N/mm ²
Cálculo de las dimensiones de la placa	
vplaca (100 mm < v < 200 mm)	150 mm
a' = Dcol	1000 mm
b' = vplaca	150 mm
a = b = a' + 2 · b'	1300 mm
e = M/N (excentricidad)	502 mm
0,375 · a	488 mm
e > 0,375 · a ; Cumple con esta condición	

γ_f (coeficiente de mayoración de acciones)	1,50
$N^* = N \cdot \gamma_f$	1408275,163 N
$M^* = M \cdot \gamma_f$	706869,141 N·m
$g = 0,15 \cdot a$	195 mm
$\sigma_c^* = ([N^* \cdot (e + a/2 - g)] / ((\pi \cdot r^2) / 4 \cdot (7 \cdot a/8 - g)))$	4,309 N/mm ²
$\sigma_c^* \leq f_{cd}$; Cumple la condición	

Pernos de anclaje

Diámetro de los pernos

N^*	1408275,163 N
M^*	706869,141 N·m
a	1300 mm
g	195 mm
$Z^* = -N^* + ([M^* + N^* \cdot (a/2 - g)] / (7/8 \cdot a - g))$	21575,596 N/mm ²

Acero

$f_{yk}(B500S)$	500 N/mm ²
γ_s	1,15
$\sigma_{adma} = f_{yd} = f_{yk} / \gamma_s$	434,783 N/mm ²

Colocamos 12 pernos y suponemos que solo 2 soportan tracción

n	2
$A_t \geq Z / (0,8 \cdot n \cdot \sigma_t)$	31,015 mm ²

Se busca un tornillo cuyo área resistente sea inmediatamente superior

At (Tabla)	36,61 mm ²
Tornillo M (Tabla)	8 mm

Longitud de anclaje

Posición I

m (Tabla)	15
ϕ (diámetro de la barra)	8 mm
$f_y k$	500 N/mm ²
$l_b = m \cdot \phi^2$	960 mm
$f_y k \cdot \phi / 20$	200 mm
$f_y k \cdot \phi / 20 \leq l_b$; Cumple con la condición	

n (pernos a tracción)	6
At	36,61 mm ²
β (TABLA)	0,7
$A_s = n \cdot A_t$	219,66 mm ²
$A_{sreal} = (\pi \cdot \phi^2 \cdot n) / 4$	301,593 mm ²
$l_{bneto} = l_b \cdot \beta \cdot A_s / A_{sreal}$	489,440 mm

$10 \cdot \phi$	80 mm
15 cm	150 mm
$l_b / 3$	320 mm

La mayor es la de $l_b / 3$

Como $l_{bneto} > l_b / 3$

La longitud del anclaje sera de 489,44 mm, redondeando 500 mm

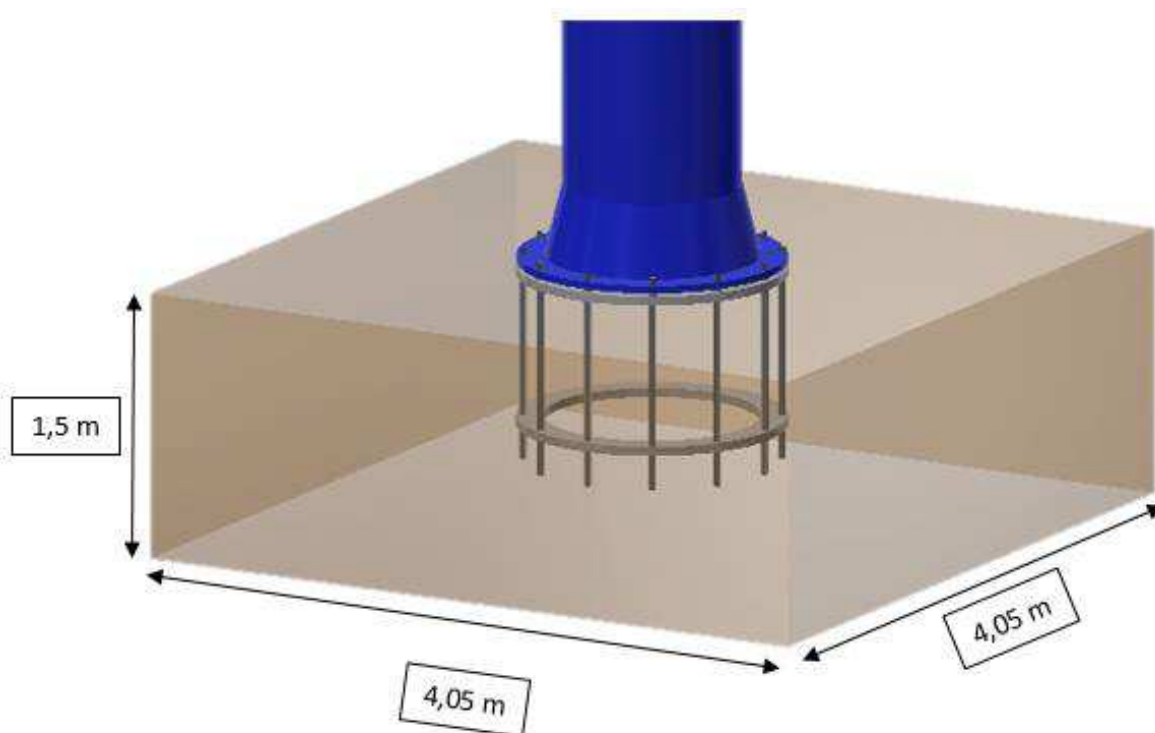


Figura 17: Conjunto de la cimentación. [Fuente: el autor]

ANEXO 2: ANÁLISIS ESTRUCTURAL MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS

3.9. ANÁLISIS ESTRUCTURAL MEDIANTE ELEMENTOS FINITOS

Para verificar nuestro diseño en 3D, hemos empleado el programa Autodesk Inventor Professional 2019, en el cual, introduciendo los materiales con sus características para los elementos de la pluma, contrapluma y de la columna, obtenemos una simulación de carga (con la carga de servicio) para ver la respuesta de la estructura, calculada mediante el método de elementos finitos.

Hemos realizado la simulación únicamente con la pluma, contrapluma y la columna ya que el resto de los elementos no son significativos para la resistencia de la estructura.

Los resultados obtenidos son en conjunto columna-pluma, por lo que difieren de los calculados anteriormente para cada elemento de forma individual. Pero como vimos en los apartados anteriores los diseños de ambos cumple con los esfuerzos a los que van a ser sometidos.

Todas las imágenes son propias.

A continuación, se muestran los resultados obtenidos:

Informe de análisis de tensión

Archivo analizado:	Grúa columna fija tipo cartela.iam
Versión de Autodesk Inventor:	2019 (Build 230136000, 136)
Fecha de creación:	27/06/2018, 12:52
Autor del estudio:	Alejandro Soria

Información de proyecto

Propiedades físicas	
Masa	10936,1 kg
Área	159589000 mm ²
Volumen	1393140000 mm ³
Centro de gravedad	x=-18,4043 mm
	y=-31,3309 mm
	z=1789,8 mm

Nota: los valores físicos pueden ser diferentes de los valores físicos utilizados por CEF indicados a continuación.

Análisis estático

Objetivo general y configuración		Configuración de malla	
Objetivo del diseño	Punto único	Tamaño medio de elemento (fracción del diámetro del modelo)	0,1
Tipo de estudio	Análisis estático	Tamaño mínimo de elemento (fracción del tamaño medio)	0,2
Fecha de la última modificación	27/06/2018, 12:43	Factor de modificación	1,5
Detectar y eliminar modos de cuerpo rígido	No	Ángulo máximo de giro	60 gr
Separar tensiones en superficies de contacto	No	Crear elementos de malla curva	No
Análisis de cargas de movimiento	No	Usar medida basada en pieza para la malla del ensamblaje	Si

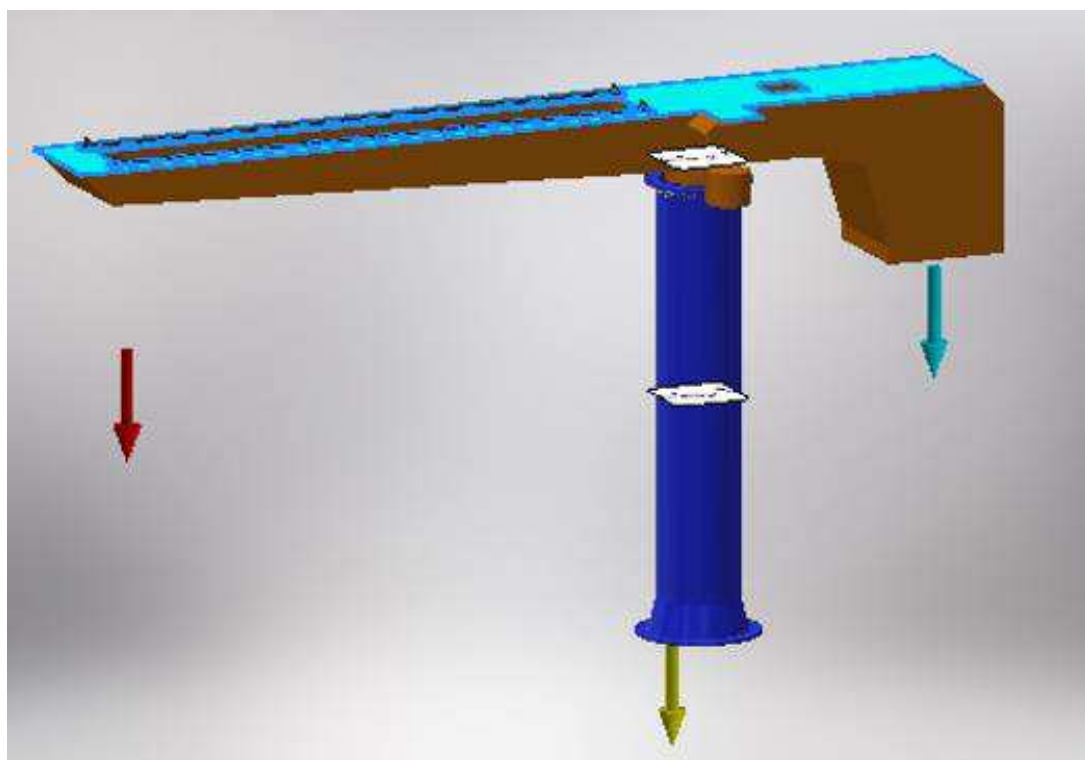
Material(es)		
Nombre	Acero, carbono	
General	Densidad de masa	7,85 g/cm ³
	Límite de elasticidad	275 MPa
	Resistencia máxima a tracción	410 MPa
Tensión	Módulo de Young	210 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,29 su
	Módulo cortante	81 GPa
Nombre(s) de pieza	Columna	
	Pluma	

Condiciones de funcionamiento

	Fuerza remota:1 (Rojo)	Fuerza remota:2 (Azul)	Gravedad:A marillo
Tipo de carga	Carga util+ accesorios+ polipasto	Contrapeso	Gravedad
Magnitud	86328,000 N	148768,650 N	9810 mm/s^2
Vector X	-0,000 N	-0,000 N	0,000 mm/s^2
Vector Y	0,000 N	0,000 N	0,000 mm/s^2
Vector Z	-86328,000 N	-148768,650 N	-9810 mm/s^2
Punto remoto X	-7300,000 mm	2870,000 mm	
Punto remoto Y	0,000 mm	0,000 mm	
Punto remoto Z	0,000 mm	0,000 mm	

Restricción fija: Partes en blanco	
Tipo de restricción	Restricción fija

Contactos (Bloqueado)	
Nombre	Nombre(s) de pieza
[M]: Bloqueado:1	Pluma:1
	Columna:1

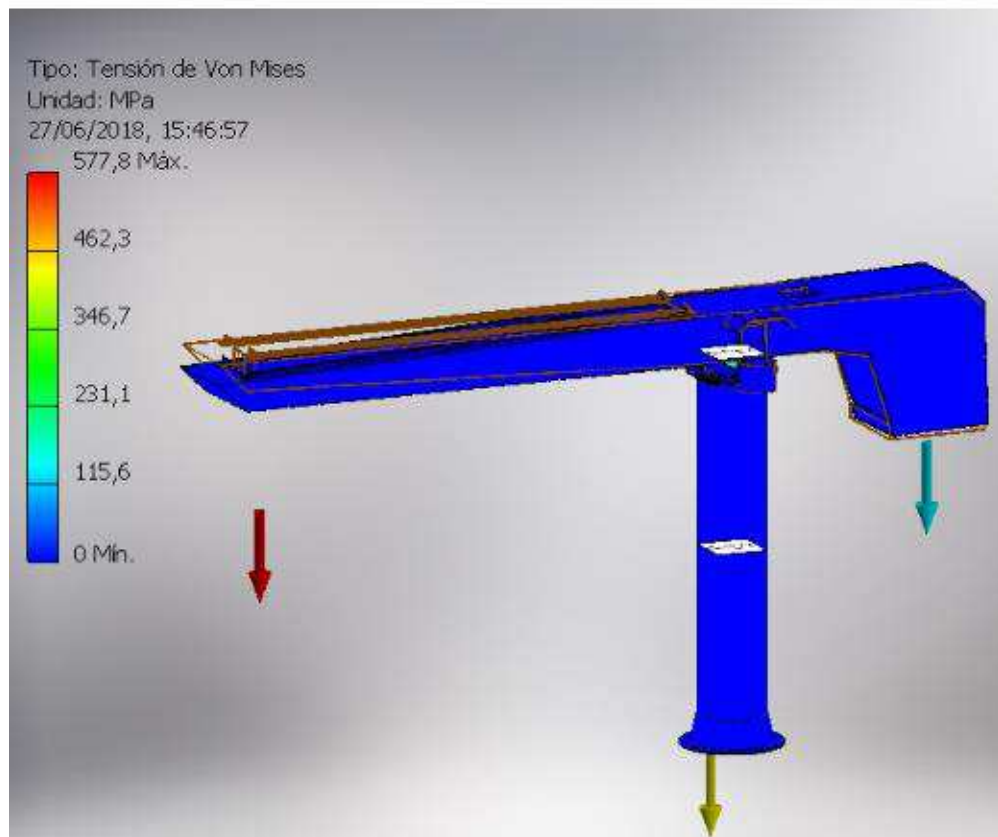


Resultados				
Fuerza y pares de reacción en restricciones				
Nombre de la restricción	Fuerza de reacción		Pares de reacción	
	Magnitud	Componente (X, Y, Z)	Magnitud	Componente (X, Y, Z)
Restricción fija	343093 N	0 N	176298 N m	9260,61 N m
		0 N		176054 N m
		343093 N		0 N m

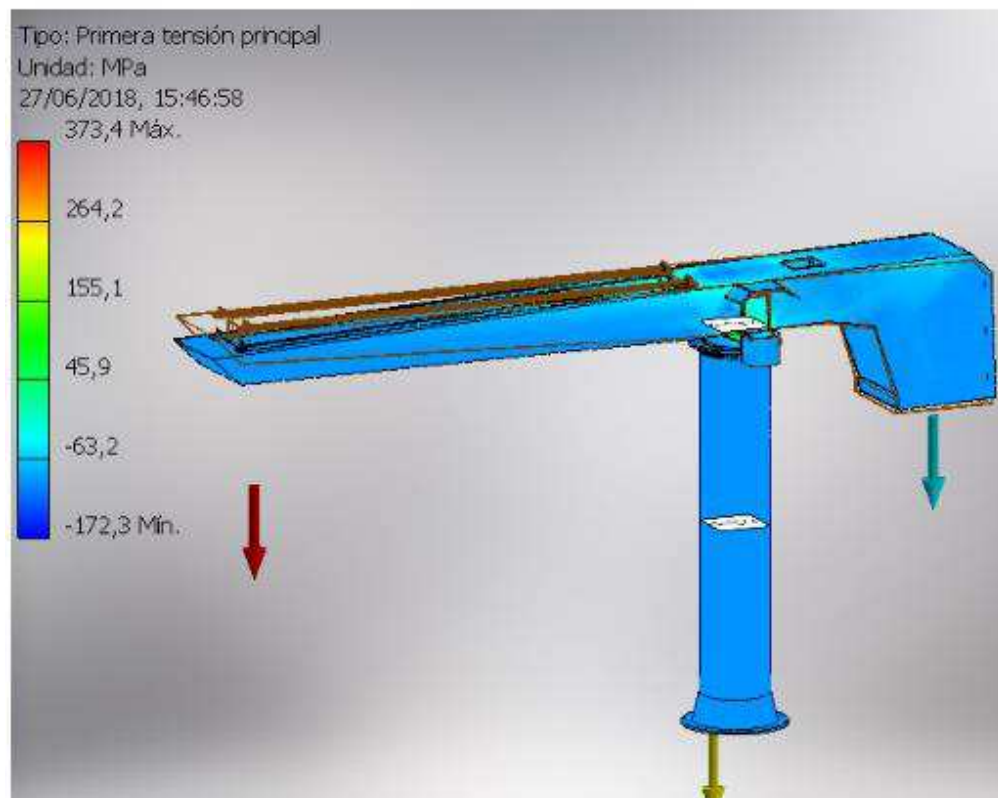
Resumen de resultados		
Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	1393140000 mm ³	
Masa	10936,1 kg	
Tensión de Von Mises	0,000003696 MPa	577,843 MPa
Primera tensión principal	-172,34 MPa	373,358 MPa
Tercera tensión principal	-585,952 MPa	172,465 MPa
Desplazamiento	0 mm	73,3278 mm
Coefficiente de seguridad	0,605701 su	15 su

Figuras

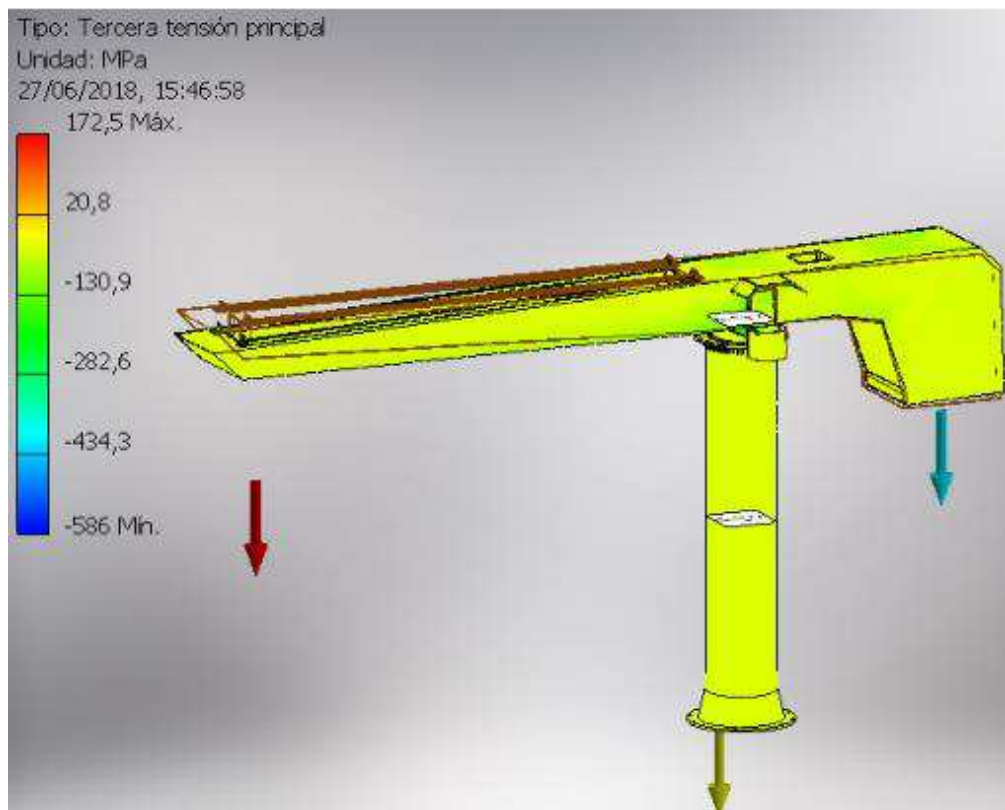
Tensión de Von Mises



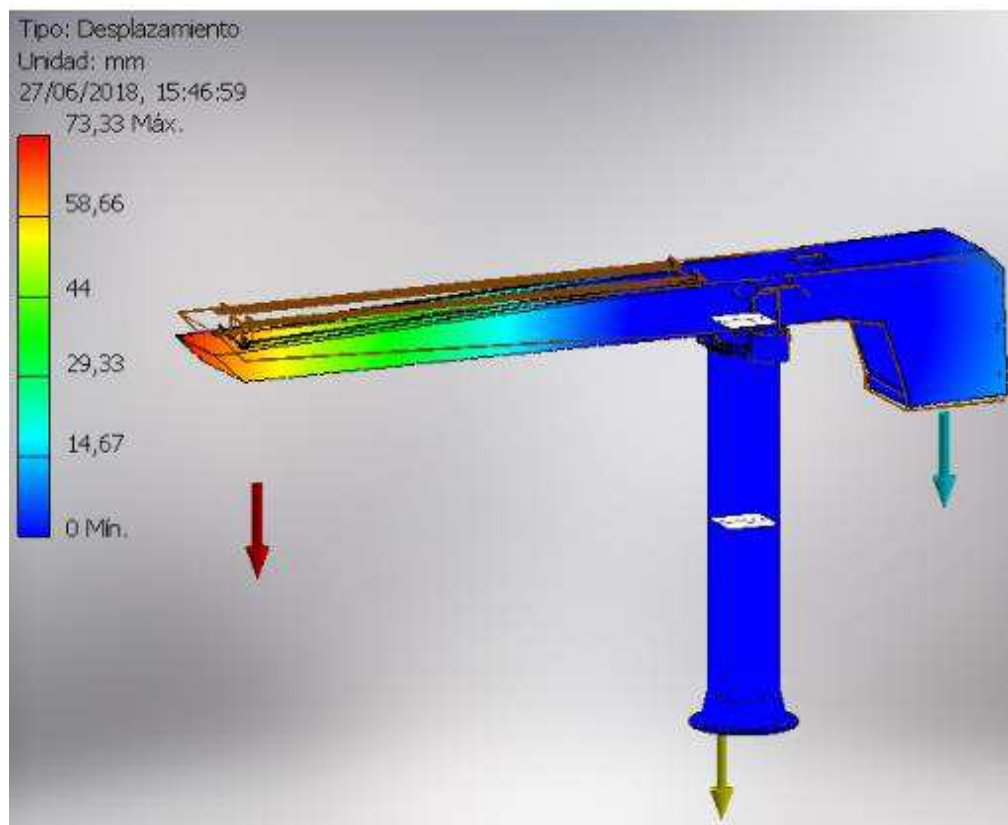
Primera tensión principal



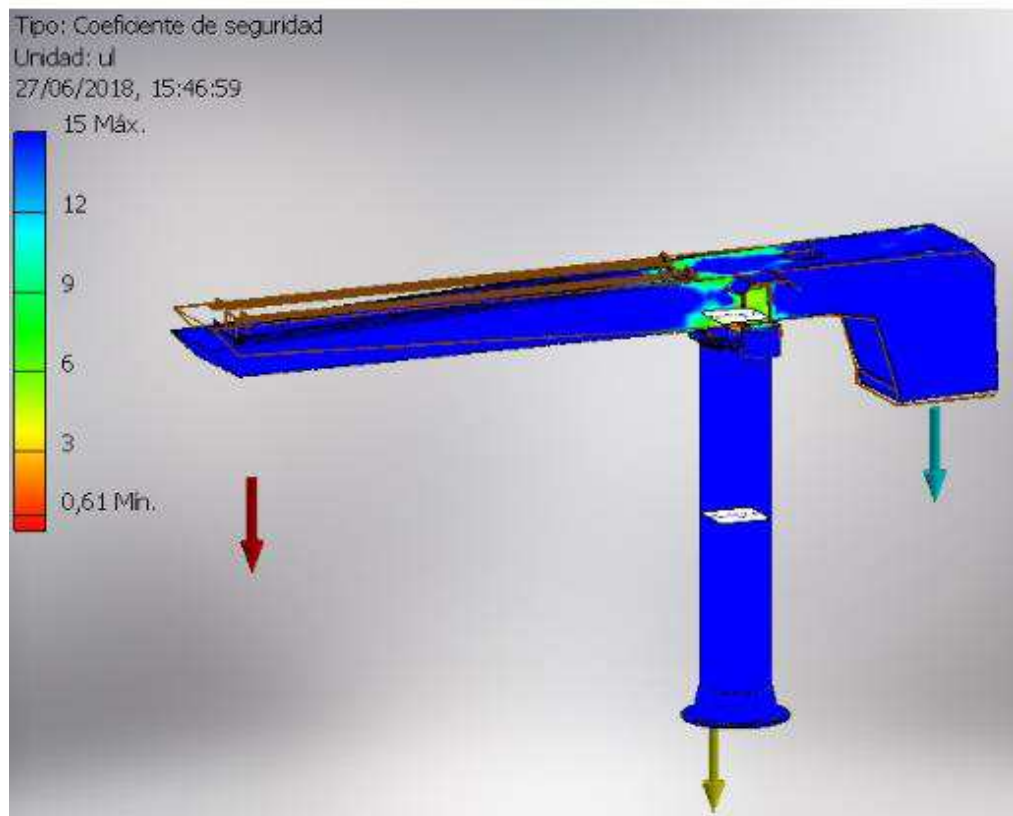
Tercera tensión principal



Desplazamiento



Coefficiente de seguridad



ANEXO 3: CÁLCULO DE LOS ELEMENTOS DE LA GRÚA

3.10. DIMENSIONADO DE LOS ELEMENTOS

3.10.1. ELECCIÓN DEL RODAMIENTO DE LA GRÚA

El rodamiento de giro de gran diámetro, que irá situado en la parte superior de la columna, se trata de un elemento de máquina compuesto por dos aros concéntricos; el aro exterior fijo a la parte fija de la máquina, en este caso, la columna, y otro interior fijo a la parte móvil de la máquina, en este caso, la pluma. Los aros tanto interior como exterior pueden o deben ir mecanizados con un dentado, dependiendo de la necesidad de uso.

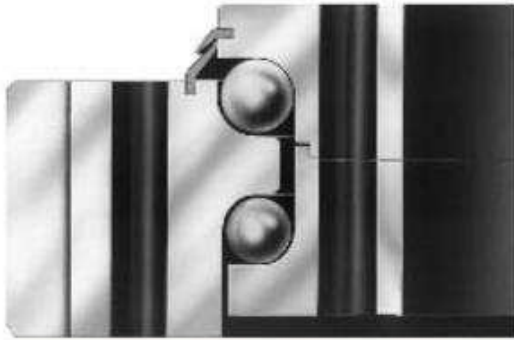
En el presente proyecto, se ha considerado un rodamiento con dentado exterior. De esta manera, el engranaje de giro puede ser examinado y podemos realizar operaciones de mantenimiento más fácilmente.

En el mercado hay gran variedad de empresas que se dedican a fabricar rodamientos para grúas. Para este caso emplearemos un rodamiento de la casa Rothe Erde, por su gran versatilidad y porque forman por sí mismos una unidad completa para su total integración en cualquier proyecto. Están preparados para la transmisión simultánea de esfuerzos axiales, radiales y de los pares de vuelco resultantes.

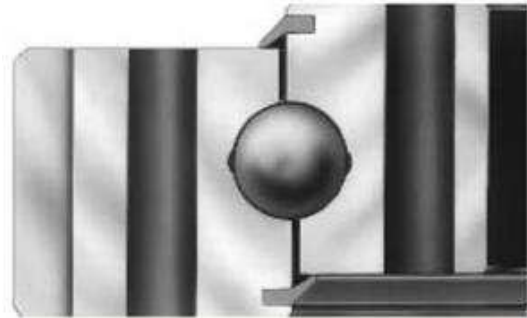
3.10.1.1. DISEÑO CONSTRUCTIVO DEL RODAMIENTO DE LA GRÚA

En el catálogo de Rothe Erde existen varios diseños constructivos de rodamientos de gran diámetro los cuales están prediseñados para diferentes campos de aplicación. Todas las figuras han sido extraídas del catálogo de Rothe Erde.

Entre todos ellos se encuentran las series KD 320, KD 600, RD 800 y RD 900, que son adecuadas para técnicas de elevación. En todos los casos como hemos dicho anteriormente se consideran los rodamientos con dentado exterior.



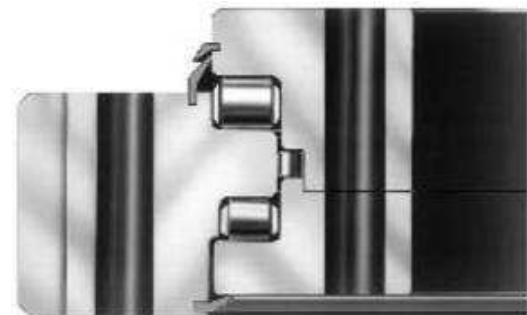
Serie KD 320



Serie KD 600



Serie RD 800



Serie RD 900

Los campos de aplicación de este tipo de rodamientos son: técnica de elevación y transporte de material, así como construcciones mecánicas en general.

3.10.1.2. CARGAS Y ESFUERZOS SOBRE EL RODAMIENTO

Para la selección del rodamiento adecuado para nuestra grúa, es necesario conocer los esfuerzos en las diferentes situaciones de carga y la aplicación de factores de carga conocidos según sea la utilización del aparato.

Todos los rodamientos poseen una curva de carga límite y de vida útil, por tanto, basándonos en esas curvas se ha de elegir el que cumpla con las condiciones de carga de la grúa y con las especificaciones impuestas por el tamaño de la columna.

Para la selección del rodamiento se va a seguir el método de cálculo y dimensionado recomendado por el fabricante Rothe Erde.

Usualmente, los rodamientos de gran dimensión se montan de forma asentada.

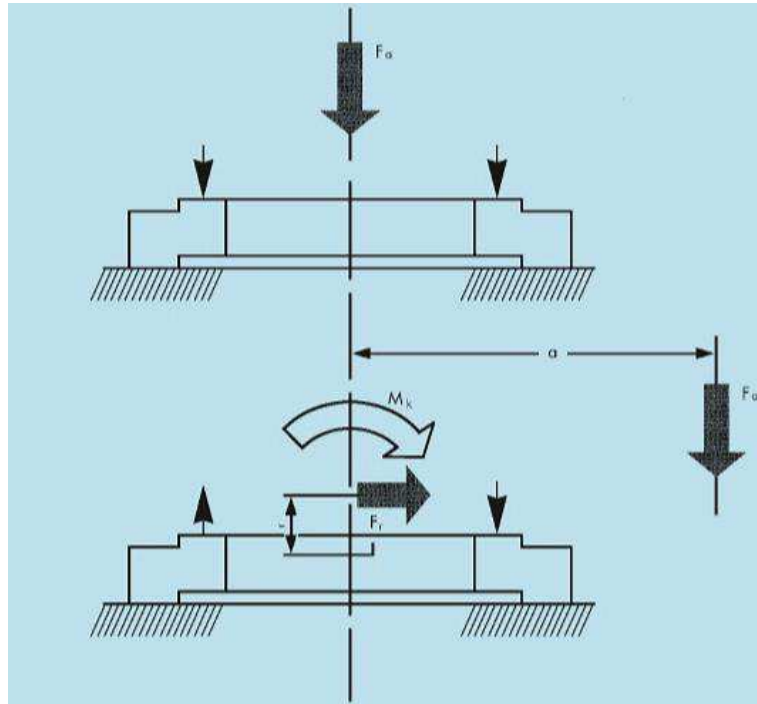


Figura 18: Esfuerzos soportados por el rodamiento.

Para las diferentes hipótesis de carga que se plantearán es necesario determinar:

- La carga axial F_a .
- El par de vuelco M_k .

Para poder calcular las sollicitaciones a las que está expuesto el rodamiento, es necesario considerar las diferentes fuerzas y momentos que actúan sobre él.

En el catálogo se basa en una grúa pico pato, pero se procede de igual manera para el resto de las grúas.

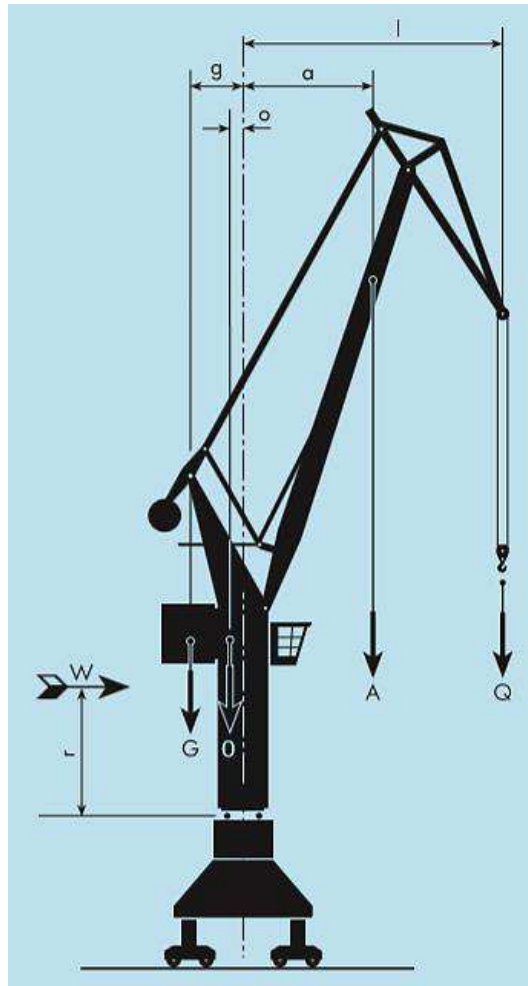


Figura 19: Cargas sobre la grúa.

Para realizar los cálculos consideramos las condiciones más desfavorables que son con carga máxima y a máximo alcance. Las hipótesis de carga son las siguientes:

- Carga levantada a máxima distancia.

a) Carga máxima de servicio incluyendo carga por viento.

Carga axial:

$$Fa = Q + A_1 + A_2 + O + G$$

Par de vuelco:

$$Mk = Q \cdot lmáx + A_1 \cdot a_{1máx} + W_1 \cdot r_1 + W_2 \cdot r_2 + W_3 \cdot r_3 - A_2 \cdot a_{2máx} - G \cdot g$$

- b) Carga incluyendo un 25% de incremento por ensayo y sin carga por viento.

Carga axial:

$$Fa = 1,25 \cdot Q + A1 + A2 + O + G$$

Par de vuelco:

$$Mk = 1,25 \cdot Q \cdot lmáx + A_1 \cdot a_{1máx} - A_2 \cdot a_{2máx} - G \cdot g$$

- Carga levantada a mínima distancia.

- a) Carga máxima de servicio sin carga por viento.

Carga axial:

$$Fa = Q + A_1 + A_2 + O + G$$

Par de vuelco:

$$Mk = Q \cdot lmáx + A_1 \cdot a_{1máx} - A_2 \cdot a_{2máx} - G \cdot g$$

Donde para todas las expresiones y siguiendo la nomenclatura del catálogo del fabricante:

$$Q = Qc + Qmet$$

$$A, A1 = Qplu$$

$$A2 = Qplu'$$

$$O = Qmg$$

$$G = Qcon$$

$$W1 = FvconA$$

$$W2 = FvcolA$$

$$W3 = FvcA$$

$$lmáx = Lplu$$

$$a, a1máx = L'plu/2$$

$$a2máx = L'con$$

$$g = Lcon$$

r1 = distancia desde la base de la columna hasta el punto de aplicación de la fuerza del viento sobre el contrapeso.

$r_2 = L_{col}/2$ (distancia desde la base de la columna hasta el punto de aplicación de la fuerza del viento sobre la columna).

r_3 = distancia desde la base de la columna hasta el punto de aplicación de la fuerza del viento sobre la carga (situación más desfavorable).

Se aplicarán los coeficientes correspondientes para este tipo de grúa ya calculados en el dimensionado de la estructura.

Con esto ya se pueden calcular la carga axial y el par de vuelco máximos a emplear para la elección del rodamiento.

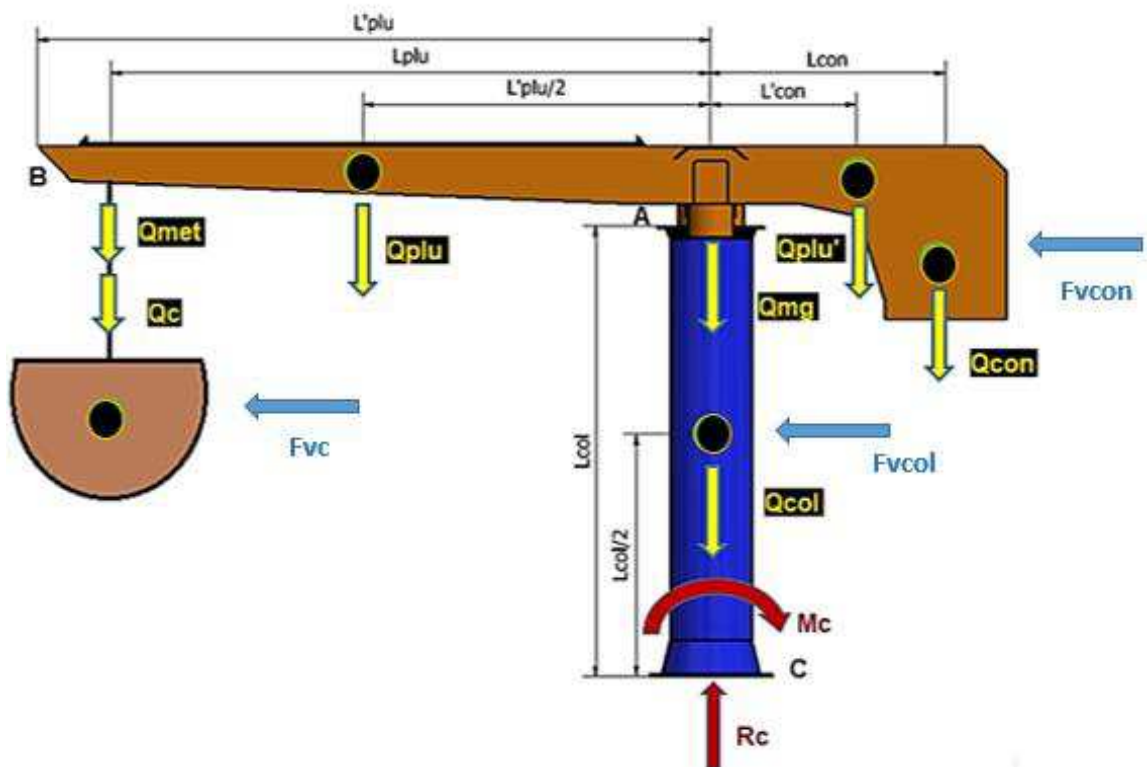


Figura 20: Fuerzas a considerar para la selección del rodamiento. [Fuente: el autor]

3.10.1.3. FACTORES DE CARGA PARA LA SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

Las cargas anteriormente mencionadas se han de multiplicar por los factores de carga antes de proceder a la selección del rodamiento.

a) Capacidad de carga estática

Las cargas obtenidas se multiplican con un factor f_{stat} correspondiente al caso de aplicación en cuestión. El producto Fa' o Mk' debe quedar situado por debajo de la curva de carga límite estática del rodamiento seleccionado.

En este caso en concreto, y considerando la aplicación de grúa giratoria (gancho), $f_{stat} = 1,25$.

b) Vida útil del rodamiento

La carga de servicio multiplicada por el factor f_L se pasa correspondientemente a la curva de vida útil del rodamiento.

Para una aplicación de grúa giratoria con gancho, el factor de servicio $f_L = 1,15$, correspondiente a una vida útil, giros a plena carga, de 45 000.

Casos de aplicación	f_{est}	f_L	Vida útil, giros a plena carga	
Grúa flotante (gancho)	1,10	1,0	30.000	Para el dimensionado estático siempre se deberán considerar las cargas máximas existentes, incluyendo las adicionales y las de ensayo.
Grúa sobre vehículo (gancho)				
Grúa de a bordo (cuchara)				
Mesa giratoria de soldadura				
Plato giratorio (servicio continuo)				
Grúas torre -giro superior* -giro en base	1,25	$M_{wv} \leq 0,5 M_k$	1,0	30.000
		$0,5 M_k \leq M_{wv} \leq 0,8 M_k$	1,15	45.000
		$M_{wv} \geq 0,8 M_k$	1,25	60.000
			1,0	30.000
Grúa giratoria (gancho)				Para aquellos casos de aplicación que no estén reflejados en la tabla, se pueden asumir correspondientemente los valores orientativos pertenecientes a condiciones de servicio similares.
Grúa de astillero				
Transportador giratorio (gancho)	1,15	45.000		
Cargador/descargador de buques				
Grúa de acería		1,5	100.000	*) Para grúas torre con giro en parte superior M_{wv} = par de vuelco antagónico sin carga. M_k = par de vuelco con carga y máxima longitud de brazo.
Grúa sobre vehículo (servicio de cuchara y en general aplicaciones con gran frecuencia de movimiento de cargas)	1,45**	1,7	150.000	
Grúa giratoria (cuchara/imán)				
Transportador giratorio (cuchara/imán)				
Puente grúa (cuchara/imán)				
Grúa flotante (cuchara/imán)		2,15	300.000	
Mecanismo principal de giro de rotopalas				
Retro-cargadores				
Apiladores				Nota: Para estos casos de aplicación varían considerablemente las condiciones de servicio, en especial los periodos de servicio del mecanismo de giro y las cargas que inciden durante el giro. Así, por ejemplo, si los movimientos de giro son poco frecuentes, como en el caso de movimientos de giro ocasionales para la colocación en posición de trabajo, se puede proceder a un dimensionado estático. Por otra parte, si se trata de giros o desplazamientos continuados, el dimensionado se deberá realizar de acuerdo con la vida útil. El dimensionado de acuerdo con la vida útil también puede llegar a ser necesario si el rodamiento tiene que llevar a cabo movimientos relativos, tales como se suelen presentar en cintas de descarga en voladizo en rotopalas.
Cintas transportadoras en voladizo				
Grúa off-shore	Dimensionado según norma especial			
Grúa de ferrocarril	1,10	Para estos casos de aplicación obsérvese la nota adjunta.		
Grúa de a bordo (gancho)	1,00			
Apiladoras				
Cintas transportadoras en voladizo	1,10			
Cintas transportadoras móviles				
Excavadora de cable/ cucharas de arrastre	1,25			
Pala oscilante				
Excavadora hidráulica: con rodamiento tipo KD 320	1,25			
Con otros tipos de rodamientos	1,45			
Excavadora hidráulica hasta 1,5 m ³				
Con más de 1,5 m ³	Dimensionado según norma especial			
Carros para cucharas de colada	1,75			

Tabla 20: Factores de carga para la selección de rodamientos (con excepción de los tipos 13 y 21 de la serie KD 210).

3.10.1.4. CARACTERÍSTICAS DE LA SELECCIÓN

Para la selección del rodamiento es necesario hallar valores de referencia para considerar los gráficos de capacidad de carga estática y las curvas de vida útil.

a) Capacidad de carga estática.

La capacidad de carga estática del rodamiento se verifica frente a la curva límite de carga estática, considerando el factor de seguridad de carga ($f_{stat} = 1,25$) que le corresponde a este tipo de grúa según el fabricante.

Para el dimensionado estático se deberán considerar las cargas máximas existentes, es decir, el supuesto de carga 2 (carga máxima incluyendo un 25% de incremento por ensayo y sin carga por viento).

b) Vida útil del rodamiento.

Para una vida útil de 45 000 giros a plena carga se utilizará un factor de servicio ($f_L = 1,15$), según el fabricante.

Para la selección del rodamiento se debe tomar el supuesto de carga 3 (carga máxima de servicio sin carga por viento).

Según el fabricante de rodamientos Rothe Erde, el límite de la vida útil se alcanza cuando se incrementa progresivamente el par resistente al giro o cuando el desgaste del rodamiento alcanza niveles en los que el rodamiento ya no cumple su función.

La vida útil que se ha determinado por medio de las curvas solamente se debe aplicar en el caso de rodamientos que realicen movimientos de giro parcial y giros lentos.

Las curvas se basan en una vida útil de 30 000 giros a plena carga.

c) Calidad y cantidad de tornillos.

Tanto la calidad como la cantidad de los tornillos se determinan de acuerdo con las cargas máximas, sin aplicar ningún factor, es decir, según el supuesto de carga 2.

3.10.1.5. SELECCIÓN DEL RODAMIENTO

Según las cargas halladas en los supuestos, los siguientes rodamientos de giro cumplen con los requisitos de fuerza axial y momento de vuelco hallados según la metodología del fabricante:

Rodamientos normalizados del tipo 625, Serie KD 600

Número de plano 061.25.1055.500.11.1503

Rodamiento con dentado exterior

Número de plano	Peso				Diámetro círculo rodadura						Diámetro círculo taladros exterior				Diámetro círculo taladros interior				Cantidad taladros por círculo				Diámetro del taladro				Medida del tornillo				Cantidad de engrasadores				Diámetro				Diámetro				Altura del aro				Altura del aro				Separación abajo aros exterior/interior				Separación arriba aros exterior/interior				Diámetro primitivo				Módulo				Cantidad de dientes				Corrección perfil según DIN 3560, Octubre 1976				Ajuste cabeza de diente				Altura del diente				Fuerza tangencial admisible normal				Fuerza tangencial máxima				Holguras ①		Curvas												
	D _L [mm]				D _e [mm]				D _i [mm]				H [mm]				L _e [mm]				L _i [mm]				n °				B [mm]				M [mm]				t [mm]				n ₁ [mm]				O [mm]				U [mm]				H ₁ [mm]				H ₂ [mm]				H _e [mm]				H _i [mm]				d [mm]				m [mm]				z [mm]				x · m [mm]				k · m [mm]				b [mm]					[kN]				[kN]				axial [mm]		radial [mm]	
	[kg]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]				[mm]		[mm]																		
061.25.0855.500.11.1503	141	997,2	755	80	916	795	28	22	20	40	4	856	854	71	54	26	9	981	9	109	—	—0,9	71	33,23	66,46	≤0,3	≤0,25	①																																																																													
061.25.0955.500.11.1503	158	1096,2	855	80	1016	895	30	22	20	40	6	956	954	71	54	26	9	1080	9	120	—	—0,9	71	33,23	66,46	≤0,3	≤0,25	②																																																																													
061.25.1055.500.11.1503	172	1198	955	80	1116	995	30	22	20	40	6	1056	1054	71	54	26	9	1180	10	118	—	—1,0	71	36,92	73,84	≤0,3	≤0,25	③																																																																													
061.25.1155.500.11.1503	190	1298	1055	80	1216	1095	36	22	20	40	6	1156	1154	71	54	26	9	1280	10	128	—	—1,0	71	36,92	73,84	≤0,3	≤0,25	④																																																																													
061.25.1255.500.11.1503	204	1398	1155	80	1316	1195	42	22	20	40	6	1256	1254	71	54	26	9	1380	10	138	—	—1,0	71	36,92	73,84	≤0,36	≤0,3	⑤																																																																													
061.25.1355.500.11.1503	222	1498	1255	80	1416	1295	42	22	20	40	6	1356	1354	71	54	26	9	1480	10	148	—	—1,0	71	36,92	73,84	≤0,36	≤0,3	⑥																																																																													
061.25.1455.500.11.1503	236	1598	1355	80	1516	1395	48	22	20	40	6	1456	1454	71	54	26	9	1580	10	158	—	—1,0	71	36,92	73,84	≤0,36	≤0,3	⑦																																																																													

▲ n* = cantidad de taladros en L_e/L_i

Corona dentada en material normalizado

Tabla 21: Rodamientos serie KD 600.

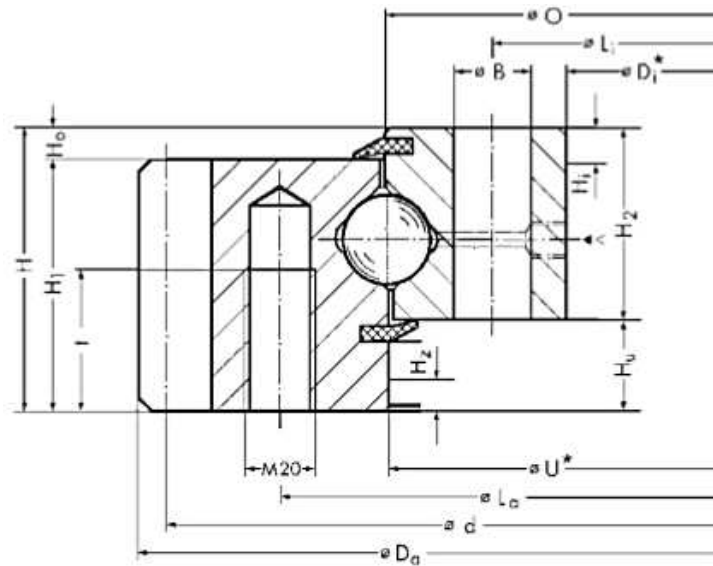


Figura 21: Sección característica de la serie KD 600.

En las gráficas del fabricante se muestran las curvas de carga límite estática de la serie y la vida útil, de este modo se puede verificar la validez de la elección.

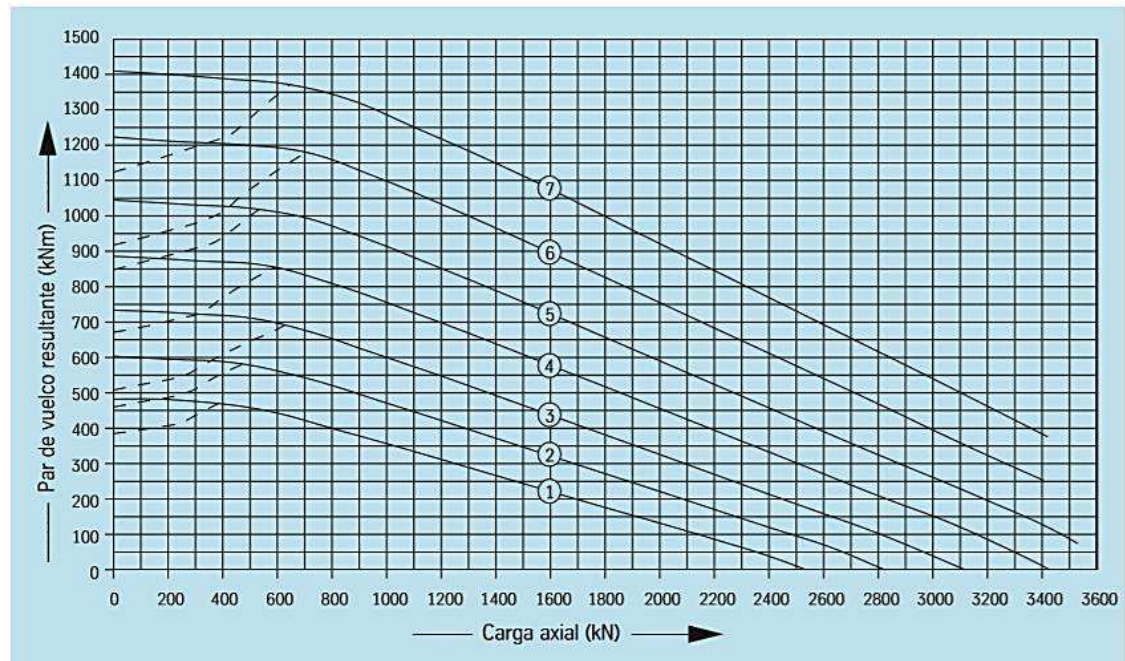
En la gráfica 2, las abscisas son la carga axial (F_a) y las ordenadas el par de vuelco (M_k).

Situando los valores hallados de la carga estática, se puede comprobar que queda por debajo de la curva de límite de servicio del rodamiento escogido.

También se puede verificar si el número de tornillos y la calidad propuestos por el fabricante para este rodamiento son los apropiados. Se emplean los valores elegidos como cargas máximas y se sitúa en el gráfico.

Como se encuentra por debajo de la curva límite discontinua del rodamiento elegido, este resulta válido.

Curvas de carga límite estática ——— pista de rodadura - - - tornillos



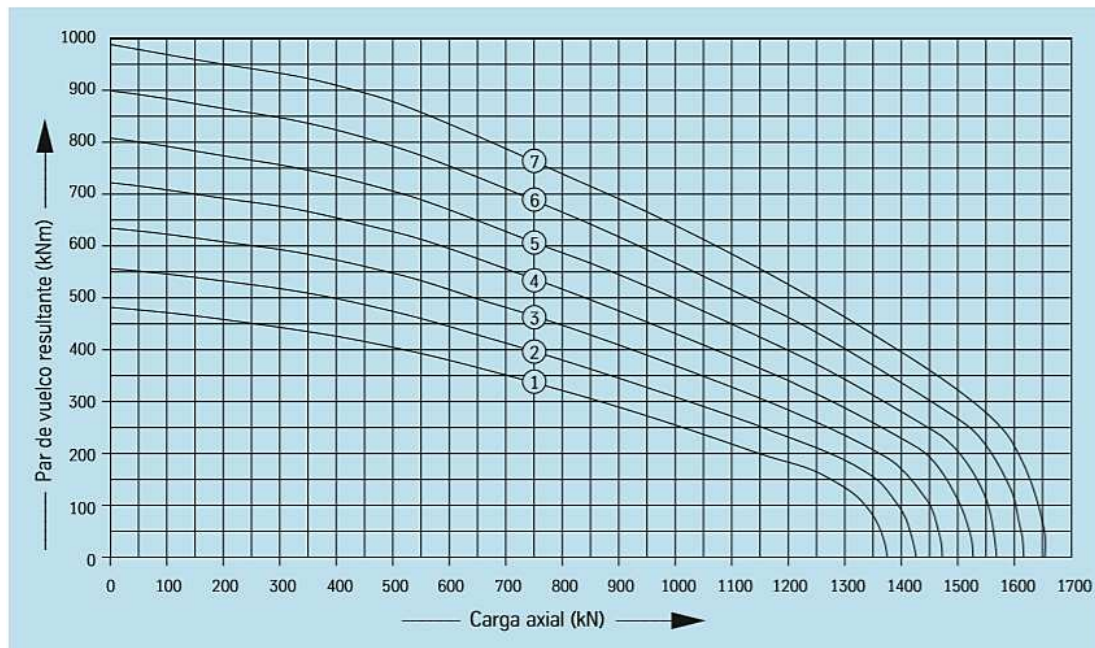
Gráfica 2: Curva de carga límite estática.

En la gráfica 3, las abscisas son la carga axial (F_a) y las ordenadas el par de vuelco (M_k).

Situando los valores calculados para vida útil, se observa que el rodamiento es correcto si el punto de intersección queda por debajo de la curva límite del rodamiento elegido.

La vida útil del rodamiento se puede hallar en esta misma gráfica. Si se prolonga la línea que une el origen de coordenadas y el punto que indica el caso concreto de carga hasta la curva del rodamiento elegido, se obtienen las cargas máximas para las que está diseñado.

Curvas de vida útil · 30 000 giros



Gráfica 3: Curva de vida útil.

Los valores de las coordenadas del nuevo punto sobre la curva son los valores de partida para el cálculo del número de giros que definirán su nueva vida útil.

Con estos nuevos valores de par de vuelco resultante y carga axial se hallará un nuevo coeficiente de vida útil.

Por tanto, la nueva vida útil será:

$$G = (f_L)^p \cdot 30000$$

Donde p viene determinado por:

Rodamiento de bolas, $p = 3$

Rodamiento de rodillos, $p = 10/3$

En este caso, el rodamiento será de bolas luego, $p = 3$.

Aun así, la vida del rodamiento será superior a este valor, ya que al realizarse el cálculo con las cargas máximas estas no siempre se llegaran a alcanzar.

3.10.1.6. TORNILLOS DE FIJACIÓN

La unión de los tornillos tiene una influencia considerable sobre la vida útil del rodamiento. Es por ello por lo que se hace necesario que los tornillos de fijación se encuentren suficientemente dimensionados y cuidadosamente pretensados.

Para verificar si el número de tornillos y la calidad propuestos por el fabricante para el rodamiento seleccionado son los apropiados, se emplean los valores elegidos como cargas máximas y se sitúa en el gráfico. Si se encuentra por debajo de la curva límite discontinua del rodamiento elegido, resulta válido.

Según el fabricante del rodamiento, las curvas de carga límite para los tornillos que se representan en los diagramas estáticos en todos los casos se refieren a la categoría de resistencia 10.9. Se establece como condición previa una longitud de apriete de $5 \cdot d$ y un tensado previo correspondiente al 70% del límite elástico.

A efectos de verificación en relación con la curva de carga de los tornillos, se toma la carga máxima sin aplicación de factores.

Según el fabricante Rothe Erde, los tornillos deben de cumplir una serie de requisitos:

- a) La carga axial F_a actúa por asiento de esta y no “por suspensión”, es decir, la fuerza axial de servicio F_a procedente de la carga axial no somete a los tornillos a esfuerzos de tracción.
- b) Los tornillos están distribuidos de forma equidistante sobre los círculos de taladro.
- c) Tanto el rodamiento de grandes dimensiones como también las estructuras de apoyo son de acero.
- d) El apoyo debe realizarse sobre superficies rectificadas.

- e) La longitud de apriete de los tornillos lk es como mínimo cinco veces el diámetro del tornillo en aquellos rodamientos que disponen de una sección maciza en los aros y de al menos tres veces el diámetro en los aros perfilados.
- f) En la parte de los tornillos sometida a carga debe haber al menos seis hilos de roscas libres.

Respecto al momento de apriete, este depende de muchos factores, particularmente del coeficiente de fricción en la rosca, así como en el apoyo de cabeza y tuerca.

Según las tablas de momentos de apriete de tornillos de rosca métrica del catálogo Rothe Erde, el par de apriete con llave dinamométrica de los tornillos de M20, para un coeficiente de fricción medio de $\mu_G = \mu_K = 0,14$, es de 558 N·m.

Diámetro de rosca/ tornillo	Diámetro del taladro mm	Momentos de apriete Nm en tornillos de la clase de $\mu_G \approx \mu_K = 0,14$			
		para destornillador hidráulico M_d	para llave M_d	para destornillador hidráulico M_{dr}	para llave M_d
	DIN/ISO 273	8.8	8.8	10.9	10.9
M 12	14	87	78	130	117
M 14	16	140	126	205	184
M 16	17,5	215	193	310	279
M 18	20	300	270	430	387
M 20	22	430	387	620	558
M 24	26	740	666	1060	954
M 27	30	1100	990	1550	1395
M 30	33	1500	1350	2100	1890

Tabla 22: Fuerzas de tensado y momentos de apriete.

3.10.1.7. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DEL RODAMIENTO DE GIRO

SELECCIÓN DEL RODAMIENTO DE GIRO

Fuerzas debidas al peso propio que actúan sobre la estructura de la grúa

	kg	N
Pluma (Qplu)	3091	30322,710
Contrapluma (Qplu')	2479	24318,990
Carga útil+accesorios (Qc)	8100	79461,000
Columna (Qcol)	3653	35835,155
Mecanismo de giro (Qmg)	830	8142,300
Polipasto (Qmet)	700	6867,000
Contrapeso (Qcon)	15165	148768,650

Fuerzas debidas al viento que actúan sobre la estructura de la grúa

FvconA	1859,610 N
FvcolA	826,930 N
FvcA	981,000 N

Coefficientes de seguridad

ys(Tabla)	1,060
Cd(Coeficiente dinámico)	1,020

Fuerzas a considerar según el fabricante (a máxima distancia)

		distancias(m)	N
$Q = (Q_u + Q_{met}) \cdot y_s \cdot C_d$	l _{máx}	7,30	93337,834
$A1 = Q_{plu} \cdot y_s$	a1 _{máx}	4,10	32142,073
$A2 = Q_{plu'} \cdot y_s$	a2 _{máx}	1,80	25778,129
$O = Q_{mg} \cdot y_s$	O	0,00	8630,838
$G = Q_{con} \cdot y_s$	g	2,87	157694,769
$W1 = F_{vconA}$	r1	5,00	1859,610
$W2 = F_{vcolA}$	r2	2,735	826,930
$W3 = F_{vcA}$	r3	4,97	981,000

Cargas sobre el rodamiento según las hipótesis de carga (carga levantada a máxima distancia)

a) Carga máxima de servicio incluyendo carga por viento

Fuerza axial $F_a = Q + A1 + A2 + O + G$	317583,643 N
--	--------------

Par de vuelco $M_k = Q \cdot l_{m\acute{a}x} + A1 \cdot a1_{m\acute{a}x} + W1 \cdot r1 + W2 \cdot r2 + W3 \cdot r3 - A2 \cdot a2_{m\acute{a}x} - G \cdot g$	330599,342 N·m
--	----------------

b) Carga incluyendo un 25% de incremento por ensayo y sin carga por viento

Fuerza axial $F_a = 1,25 \cdot Q + A1 + A2 + O + G$	340918,102 N
---	--------------

Par de vuelco $M_k = 1,25 \cdot Q \cdot l_{m\acute{a}x} + A1 \cdot a1_{m\acute{a}x} - A2 \cdot a2_{m\acute{a}x} - G \cdot g$	484505,615 N·m
---	----------------

c) Carga máxima de servicio sin carga por viento

Fuerza axial $F_a = Q + A1 + A2 + O + G$	317583,643 N
--	--------------

Par de vuelco $M_k = Q \cdot l_{m\acute{a}x} + A1 \cdot a1_{m\acute{a}x} - A2 \cdot a2_{m\acute{a}x} - G \cdot g$	314164,068 N·m
--	----------------

Factores de carga

Grúa giratoria (gancho)

Factor de carga estático = f_{stat}	1,250
Factor de carga dinámico = f_L	1,150
Vida útil, giros a plena carga	45000

DIMENSIONADO ESTÁTICO - Supuesto de cargas 2 (cargas máximas)

Fuerza axial	$Fa' = Fa \cdot f_{stat}$	426147,627 N
Par de vuelco	$Mk' = Mk \cdot f_{stat}$	605632,019 N·m

VIDA ÚTIL - Supuesto de cargas 3

Fuerza axial	$Fa' = Fa \cdot f_L$	392055,817 N
Par de vuelco	$Mk' = Mk \cdot f_L$	557181,458 N·m

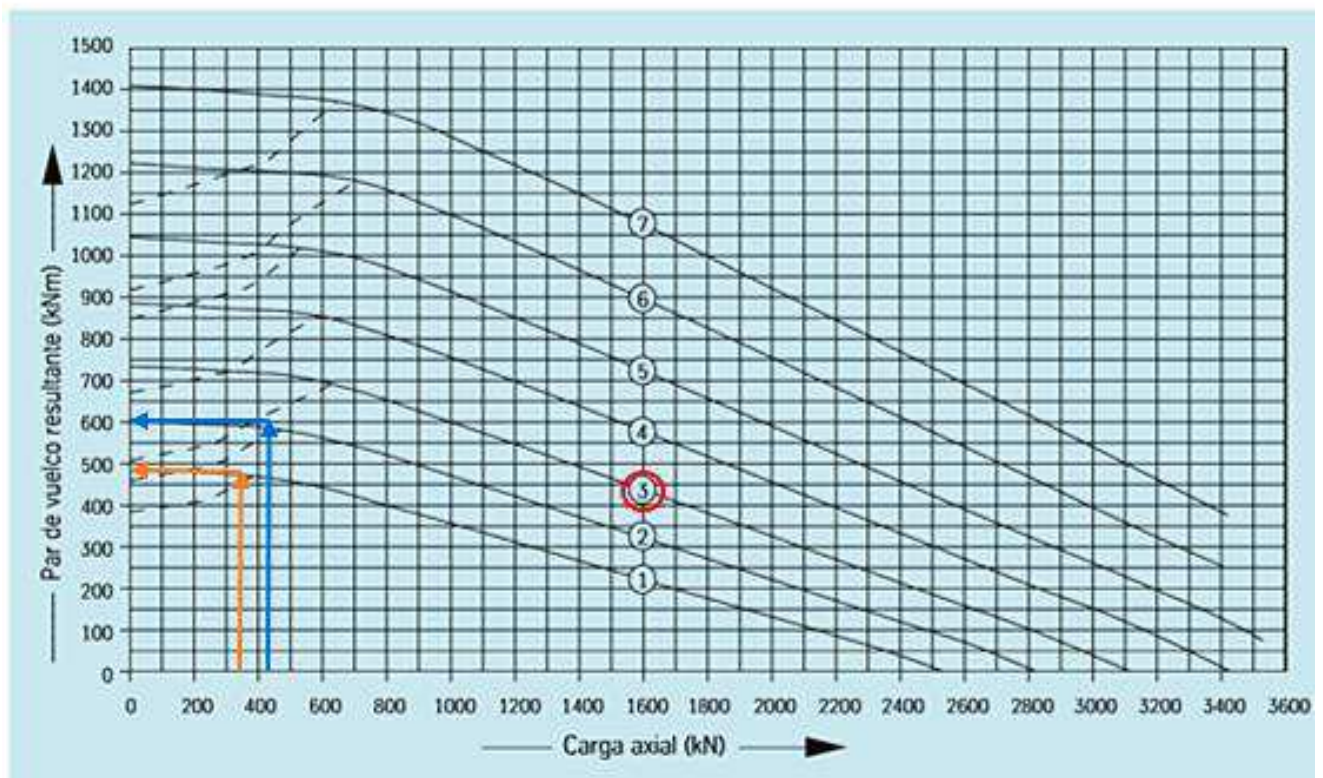
Con estos valores entramos en la tabla de vida útil y después unimos el origen con el punto marcado hasta llegar a la curva 5, donde obtenemos los siguientes valores para F_{ao} y M_{ko}

F_{ao} (GRÁFICA)	495000 N
M_{ko} (GRÁFICA)	705000 N·m
f_L (nuevo coeficiente de vida útil)	$F_{ao}/Fa' = 1,260$
	$M_{ko}/Mk' = 1,260$
p (exponente para rodamientos de bolas)	3
Vida útil $G = (f_L)^p \cdot 30000$	60011,280 giros

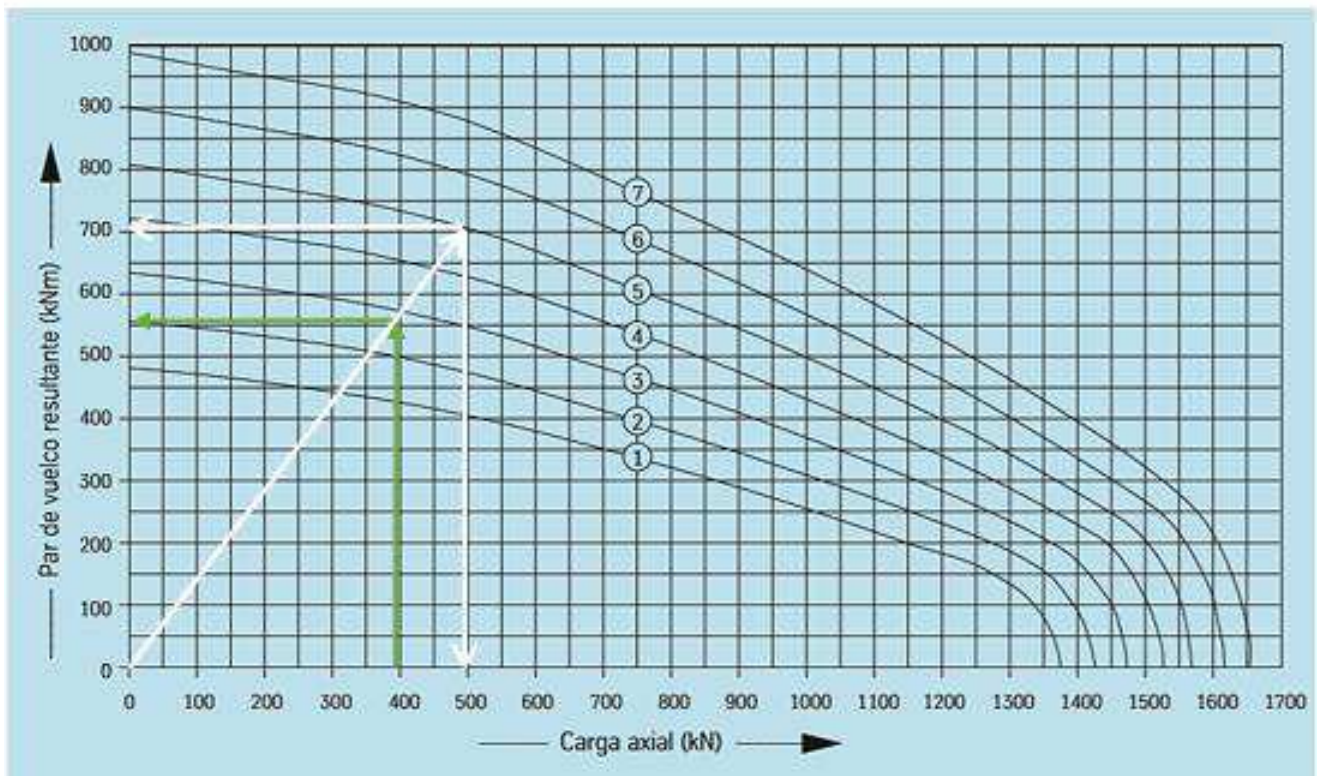
Curvas de carga limite estática

— pista de rodadura

- - - tornillos



Curvas de vida útil · 30 000 giros



CANTIDAD Y CALIDAD DE LOS TORNILLOS - Supuesto de cargas 2

Fuerza axial $F_a = 1,25 \cdot Q + A1 + A2 + O + G$

340918,102 N

Par de vuelco
 $M_k = 1,25 \cdot Q \cdot l_{m\acute{a}x} + A1 \cdot a1_{m\acute{a}x} - A2 \cdot a2_{m\acute{a}x} - G \cdot g$

484505,615 N·m

3.10.2. CÁLCULO DEL PIÑÓN DE GIRO

La transmisión del engranaje es del tipo ejes paralelos con una relación entre 1 y 8. Se trata de un engranaje simple exterior.

El uso de servicio de la transmisión se puede definir como engranaje para mecanismo general, de choques moderados y factor de seguridad normal. El número de dientes del piñón z_1 será de valor 20 para así poder conseguir una reducción lo más elevada posible.

El proveedor del rodamiento proporciona una corona con un módulo de valor: $m_0 = 10$

En la misma línea, también se ha escogido un ancho de diente igual al de la corona. De esta manera, se asegura un recubrimiento correcto y se minimizan los esfuerzos en la base del diente.

La mecanización de la corona se realizará con un desplazamiento x según DIN 3960: $x = -0,5 \cdot m$

Según el catálogo del proveedor del rodamiento, para materiales normalizados y tratados térmicamente, como en el caso del aro dentado, se toman los siguientes valores de tensión admisible:

Tensión flectora admisible material	
Carga normal	130 N/mm ²
Carga máxima	260 N/mm ²

Tabla 23: Tensión flectora admisible piñón acoplado.

El engranaje de giro se fabricará en acero de cementación F-1516 (de dureza 217 HB y resistencia a la tracción 720 MPa). Esto le permite soportar solicitaciones de choques moderadas y factor de seguridad normal. La precisión ISO será como mínimo de 6.

3.10.2.1. DIMENSIONAMIENTO DEL PIÑÓN DE GIRO

El dimensionamiento del piñón de ataque viene determinado por las características de los dientes de la corona inferior del rodamiento de giro, con los siguientes valores:

$$\alpha_0 = 20^\circ \quad m_0 = 10$$

Como el engranaje va a ser de dientes rectos, la relación entre la corona y el piñón de ataque ha de estar entre:

$$1 < i_{23} < 10$$

El número de dientes de la corona es de 113. Por el tipo de engranaje, el número de dientes del piñón tiene que estar entre 20 y 21. En este caso, se toma 20 para conseguir una relación de reducción lo más alta posible. Por tanto, la relación de transmisión entre el piñón y la corona será:

$$i_{23} = \frac{z_3}{z_2}$$

En la siguiente tabla se muestran los parámetros geométricos y de funcionamiento de la transmisión mediante engranajes cilíndricos rectos:

Parámetros	Piñón	Rueda
De generación		
Relación de transmisión	$i = z2/z1 = d2/d1 = db2/db1 = d'2/d'1$	
Ángulo de presión	$\alpha_n = \alpha_0$ (normal)	
Ángulo de inclinación	$\tan \alpha_1 = \tan \alpha_0 / \cos \beta$ (transversal)	
Número de dientes	$z1$	$z2$
Diámetro primitivo	$d1 = z1 \cdot m_0$	$d2 = z2 \cdot m_0$
Desplazamiento	$x1 \cdot m_0$	$x2 \cdot m_0$
De definición		
Diámetro de base	$db1 = z1 \cdot m_0 \cdot \cos \alpha_0$	$db2 = z2 \cdot m_0 \cdot \cos \alpha_0$
Paso de base (transversal)	$p_{bt} = \pi \cdot m_0 \cdot \cos \alpha_0$	$p_{bt} = \pi \cdot m_0 \cdot \cos \alpha_0$
Espesor de base (transversal)	$sb1 = (\pi \cdot m_0) / 2 + 2 \cdot x1 \cdot m_0 \cdot \tan \alpha_0$	$sb2 = (\pi \cdot m_0) / 2 + 2 \cdot x2 \cdot m_0 \cdot \tan \alpha_0$
Altura de cabeza	$ha1 = m_0 \cdot (1 + x1)$	$ha2 = m_0 \cdot (1 + x2)$
Juego circunferencial	$j = 0,25 \cdot m_0$	$j = 0,25 \cdot m_0$
Altura de pie	$hf1 = m_0 \cdot (1,25 - x1)$	$hf2 = m_0 \cdot (1,25 - x2)$
Altura total	$h1 = ha1 + hf1$	$h2 = ha2 + hf2$
Diámetro de cabeza	$da1 = d1 + 2 \cdot ha1$	$da2 = d2 + 2 \cdot ha2$
Diámetro de pie	$df1 = d1 - 2 \cdot hf1$	$df2 = d2 - 2 \cdot hf2$
Distancia nominal	$d_0 = m \cdot (z1 + z2)$	
Distancia de tallado	$d_C = d_0 \cdot (1 + B)$	
	$B = 2 \cdot (x1 + x2) / (z1 + z2)$	
De funcionamiento		
Ángulo de funcionamiento	$\arccos \alpha_V = \alpha_0 / (BV + 1)$	
Distancia de funcionamiento	$BV = B / (1 + 13 \cdot B)^{1/4}$	
Radio polar	$a' = (db1 + db2) / (2 \cdot \cos \alpha_V)$	
	$R' = (d \cdot \cos \alpha) / (2 \cdot \cos \alpha_V)$	
Recubrimiento frontal	$\epsilon_a = \frac{z_1}{2\pi} \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{da_2}{db_1} \right)^2 - 1} - \tan \alpha_V \right] + \frac{z_2}{2\pi} \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{da_1}{db_2} \right)^2 - 1} - \tan \alpha_V \right]$	
Diámetro de funcionamiento	$d'1 = db1 / \cos \alpha_V$	$d'2 = db2 / \cos \alpha_V$
Juego de pie	$c1 = a' - (da1 + df2) / 2 \geq 0,25 \cdot m_0$	$c2 = a' - (da2 + df1) / 2 \geq 0,25 \cdot m_0$

Tabla 24: Formulario de engranajes cilíndricos rectos.

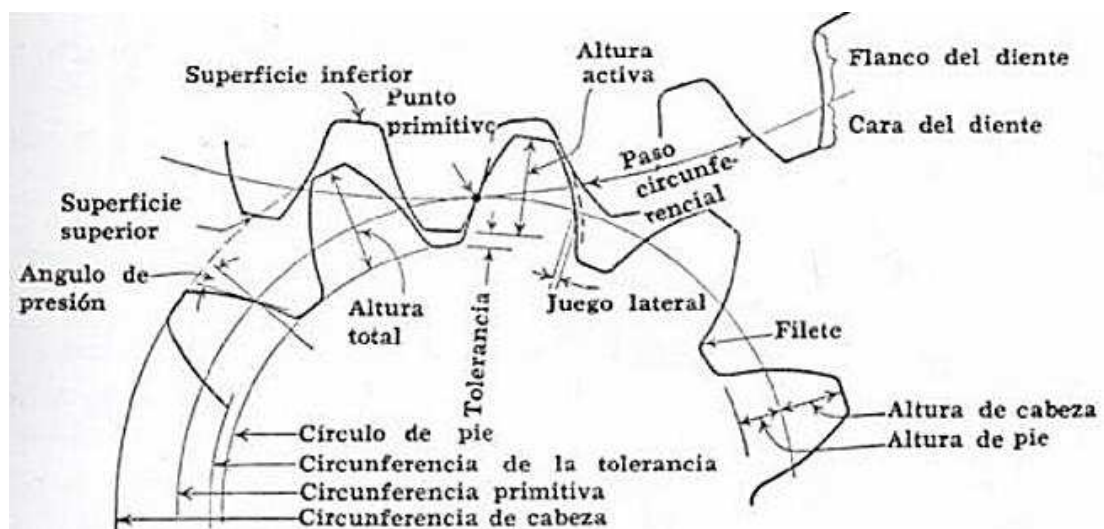


Figura 22: Nomenclatura engranajes de dientes rectos. [Fuente: ingemecanica]

3.10.2.2. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DEL PIÑÓN DE GIRO

PIÑÓN DE GIRO

Parámetros de generación

	Piñón	Corona
i23 (relación de transmisión piñón-corona)	5,650	
m0 (módulo normalizado)	10,00	
α_0 (ángulo de presión) (grados)	20,00	
z (número de dientes)	20,00	113,00
d (diámetro primitivo) = m·z (mm)	200,00	1130,00
x (desplazamiento)	0,50	0,00

Parámetros de definición

	Piñón	Corona
db (diámetro de base) = $d \cdot \cos \alpha$	187,93	1061,85 mm
pb (paso de base) = $\pi \cdot m \cdot \cos \alpha$	29,52	29,52 mm
sb (espesor de base) = $(\pi \cdot m) / 2 + 2 \cdot x \cdot m \cdot \tan \alpha$	19,35	15,71 mm
ha (altura de cabeza) = $m \cdot (1+x)$	15,00	10,00 mm
j (juego circunferencial) = $0,25 \cdot m$	2,50	2,50 mm
hf (altura de pie) = $m \cdot (1,25-x)$	7,50	12,50 mm
h (altura total) = $ha + hf$	22,50	22,50 mm
da (diámetro de cabeza) = $d + 2 \cdot ha$	230,00	1150,00 mm
df (diámetro de pie) = $d - 2 \cdot hf$	185,00	1105,00 mm
d0 (distancia nominal) = $m \cdot (z1+z2)$	1330,00	1330,00 mm
$B = 2 \cdot (x1+x2) / (z1+z2)$	0,008	0,008
dc (distancia de tallado) = $d0 \cdot (1+B)$	1340,00	1340,00 mm

Parámetros de funcionamiento		
	Piñón	Corona
$BV = B/(1+13 \cdot B)^{1/4}$	0,007	0,01
αV (ángulo de funcionamiento) $\Rightarrow \arccos \alpha V = \cos \alpha / (BV+1)$	0,933	0,933 grados
a' (distancia de funcionamiento) = $(db1+db2)/(2 \cdot \cos \alpha V)$	624,972	624,972 mm
R_c (radio de cabeza)	115,00	575,00 mm
ρ (radio de base)	93,97	530,93 mm
R' (radio polar) = $(d \cdot \cos \alpha)/2 \cdot \cos \alpha V$	93,98	531,00 mm
$\epsilon \alpha$ (recubrimiento frontal)	3,07	3,07
d' (diámetro de funcionamiento) = $db/\cos \alpha V$	187,95	1061,99 mm
c (juego de pie)	2,72	2,72 mm
$0,25 \cdot m_0$	2,50	
$c \geq 0,25 \cdot m_0$ Cumple la condición		

3.10.2.3. COMPROBACIONES

El fallo en un engranaje se puede dar por dos causas: la primera, rotura del diente por exceso de sollicitaciones flectoras (fallo catastrófico) y, la segunda, excesivo desgaste en los flancos del diente (fallo progresivo). Por lo tanto, tenemos que realizar una serie de comprobaciones:

1) Comprobación a fatiga en el pie del diente (fórmula de Lewis)

Se debe comprobar que los dientes de los engranajes resisten las tensiones a las que están sometidos. La normativa de cálculo de los engranajes cilíndricos es la norma ISO 6336.

La sollicitación en el pie del diente es:

$$\sigma_F = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} = \frac{Ft}{b \cdot m_0} \cdot Y_F \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta}$$

Donde:

σ_{F0} = Tensión nominal en la base del diente, que se corresponde con el máximo de la tensión principal en la base del diente cuando una pareja de engranajes se carga con el par nominal y sin tensión previa.

Como se aprecia, la tensión final depende de diversos coeficientes que deben determinarse y que están en relación con distintos factores, tanto de diseño como de servicio.

a) Fuerza tangencial (F_t):

Componente tangencial de la fuerza de contacto del piñón y la corona. El momento torsor total, M_{giro} , que transmite la corona fue calculado antes en el apartado correspondiente al conjunto motor-reductor.

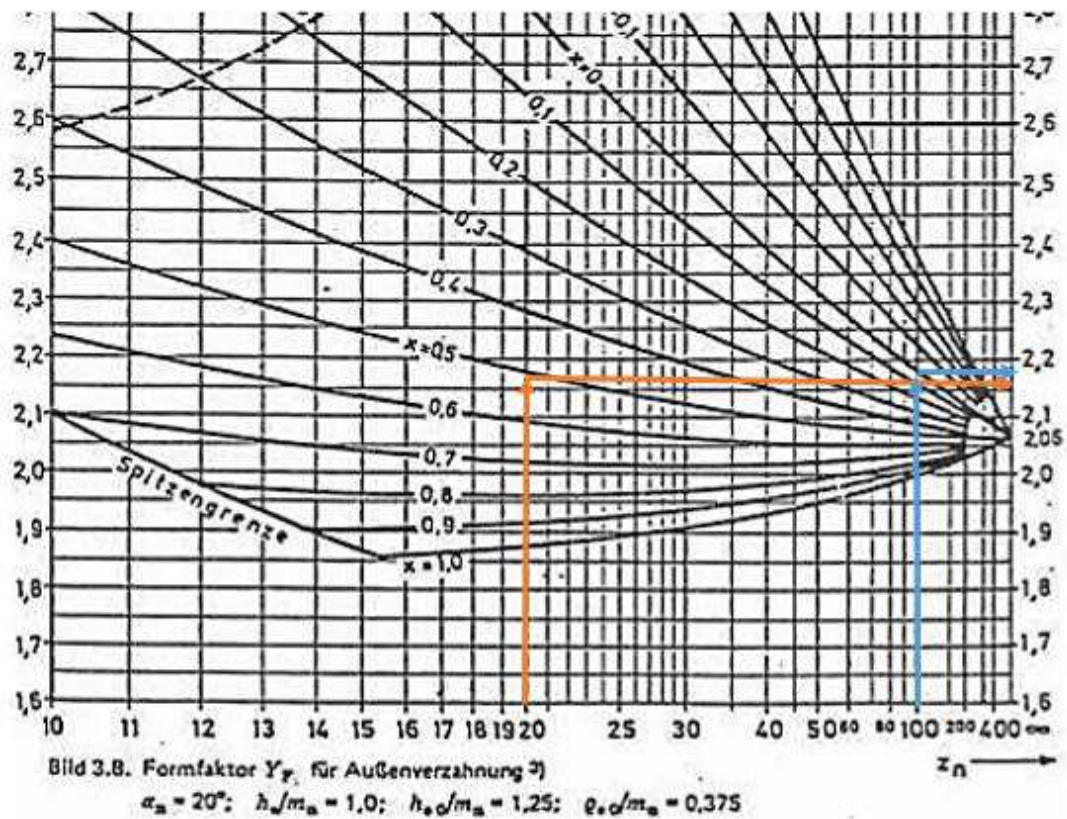
$$F_t = \frac{M_{giro}}{\frac{d'_2}{2}}$$

Hay que señalar que el diámetro primitivo empleado es el de la corona, ya que el momento torsor anterior es el que se aplica sobre la corona.

b) Factor de forma (Y_F):

Tiene en cuenta la influencia de la forma de la base del diente en la tensión nominal en la base del diente con la carga aplicada en el punto más externo del contacto entre dientes. Dicho factor es función del número de dientes, del coeficiente de desplazamiento y del ángulo de presión normal. En consecuencia, es distinto para piñón y corona.

Se utiliza el gráfico procedente de la DIN 3990.



Gráfica 4: Factor de forma Y_F .

Dentado del piñón: para $x_1 = 0,5$ y $z_1 = 20$, se obtiene $Y_{F1} = 2,15$.

Dentado de la corona: para $x_2 = 0$ y $z_2 = 113$, se obtiene $Y_{F2} = 2,19$.

c) Coefficiente de recubrimiento (Y_ϵ):

Este factor es el inverso del recubrimiento frontal y, por lo tanto, es el mismo para el piñón y la corona.

$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha}$$

$$\epsilon_\alpha = \epsilon_a = \frac{z_1}{2 \cdot \pi} \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a1}}{d_{b1}} \right)^2 - 1} - \operatorname{tg} \alpha_v \right] + \frac{z_2}{2 \cdot \pi} \cdot \left[\sqrt{\left(\frac{d_{a2}}{d_{b2}} \right)^2 - 1} - \operatorname{tg} \alpha_v \right]$$

d) Coefficiente para engranajes helicoidales (Y_β):

Este coeficiente depende del ángulo de inclinación primitivo β_0 , es decir, sólo se aplica en caso de engranajes helicoidales.

Como en nuestro caso empleamos engranajes de dientes rectos,

$$Y_{\beta}=1.$$

e) Factor de aplicación o servicio (K_A):

Este factor tiene en cuenta los incrementos de carga debidos a influencias externas sobre el par de entrada o de salida.

Tipo de máquina accionada	Grado de choque
Dinamos y alternadores, engranajes de avance de máquinas herramientas, transportadores de correa, montacargas ligeros, turbosoplantes y turbocompresores, agitadores y mezcladores de productos homogéneos, ventiladores.	I Funcionamiento sin apenas choques
Mandos principales de máquinas herramientas, montacargas pesados, tambores de grúas, ventiladores de minas, agitadores de productos no homogéneos, bombas de pistones, laminadores continuos.	II Funcionamiento con choques moderados
Prensas de embutición, cizallas, trenes de laminación, maquinaria de obra pública.	III Funcionamientos con choques importantes

Tabla 25: Grado de choque.

Órgano motriz	Grado de choque	Factor de servicio K_A	
		Hasta 12 h/día	24 h/día
<i>Motores eléctricos</i> Turbinas	I	1	0,95
	II	0,80	0,70
	III	0,67	0,57
Motores alternativos de varios pistones	I	0,8	0,70
	II	0,67	0,57
	III	0,57	0,45
Motores alternativos monocilíndricos	I	0,67	0,57
	II	0,57	0,45
	III	0,45	0,35

Tabla 26: Factor de servicio K_A .

En la tabla 25 tomamos como grado de choque I para el tipo de máquina empleada y en la tabla 26 se toma como órgano motriz motor eléctrico, grado de choque I y funcionamiento hasta 12 horas al día, con lo que obtenemos un factor de servicio, $K_A=1$.

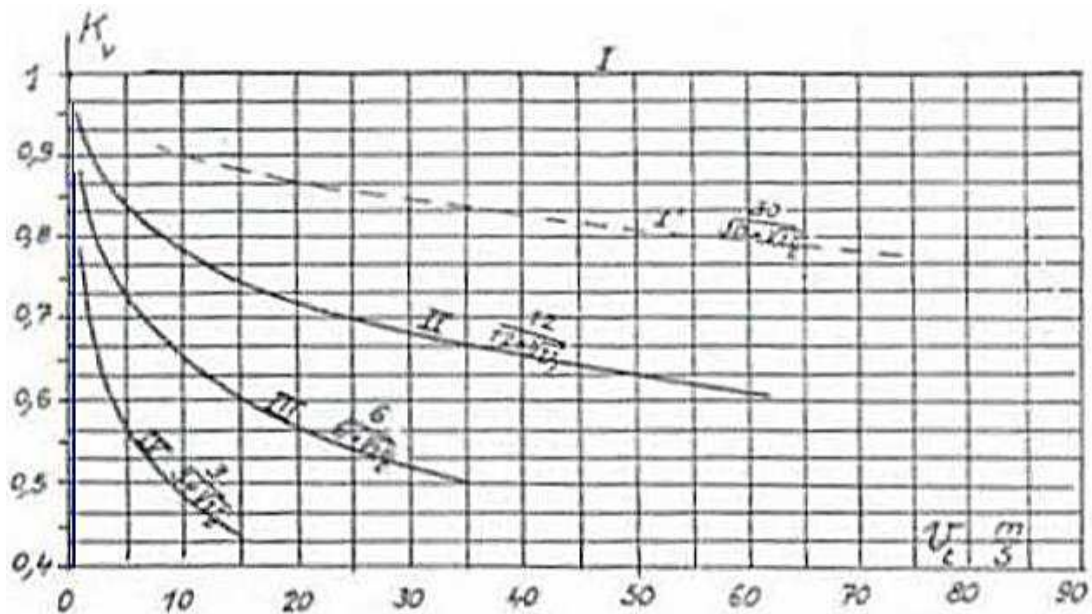
f) Factor dinámico o de velocidad (K_V):

Este factor tiene en cuenta los incrementos de carga debidos a efectos internos dinámicos que aparecen entre los dientes de los engranajes, por a las imperfecciones que tienen los engranajes reales y por la deformación de los dientes bajo la carga transmitida.

K_V depende de la calidad ISO del engranaje y de la velocidad tangencial del engranaje.

Curva	Calidad ISO
I	Hasta 4
I'	5 con buenas condiciones de montaje
II	5 y 6
III	7, 8 y 9
IV	10 y más

Tabla 27: Tipo de curva según la calidad ISO.

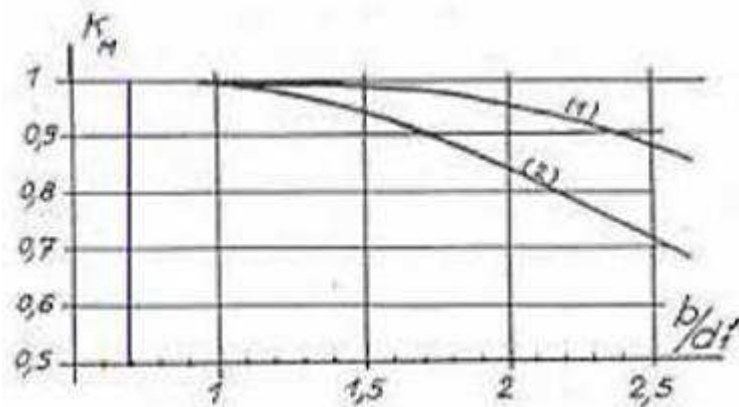


Gráfica 5: Factor de velocidad K_V .

Con una velocidad tangencial $v_t = 0,032$ m/s (velocidad nominal), resulta un factor de velocidad $K_V = 1$.

g) Factor de distribución de carga ($K_{\Phi\beta} = K_{F\beta} = K_M$):

Este factor tiene en cuenta el efecto de la distribución desigual de carga en el ancho de la cara del diente sobre la tensión que se genera en la base del diente. El valor de K_M depende de la relación entre la anchura de los dientes y el diámetro de funcionamiento y de si los dientes tienen los extremos abombados para evitar concentraciones excesivas de carga en los extremos.



Gráfica 6: Factor de distribución de carga K_M .

La gráfica de la normativa indica, tanto para la corona como para el piñón, un valor de $K_M = 1$.

Sustituyendo los valores citados en la ecuación de sollicitación en el pie del diente, se obtienen las tensiones en el pie de los dientes del piñón y de la corona.

Para el piñón:

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_M = \frac{Ft}{b \cdot m_0} \cdot Y_{F1} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_M$$

Para la corona:

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F0} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_M = \frac{Ft}{b \cdot m_0} \cdot Y_{F2} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_M$$

A continuación, se debe comprobar que las sollicitaciones producidas son inferiores a las máximas admisibles por los engranajes.

La resistencia a la fatiga en el pie del diente es también dependiente de diversos factores que disminuyen la resistencia teórica del material de construcción de los engranajes.

La expresión de cálculo es:

$$\sigma_{FG} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$$

Donde:

σ_{Flim} =Resistencia a la fatiga en el pie del diente. Es el valor de referencia de la tensión admisible. Se obtiene de la siguiente tabla.

Se va a seleccionar un engranaje de acero de cementación F-1516 (16 Mn Cr 15).

Núm.	Grupo de materiales	Símbolos, según DIN	Estado de tratamiento	Valores de dureza en la rueda dentada		Valores de resistencia a la fatiga para Ten. en por de diente: σ_{Hertz} σ_{Hertz}		Resisten. estática para el pie del diente σ_{Hertz}
				Material del núcleo	Superficie de los flancos	Presión de Hertz σ_{Hertz} N/mm^2	Presión de Hertz σ_{Hertz} N/mm^2	
1	Hierro fundido con grafito laminar, según DIN 1691	GG 20	-	HB = 170	HB = 170	270	50	500
2		GG 25		HB = 210	HB = 210	350	60	550
3		GG 35		HB = 230	HB = 230	360	80	550
4	Hierro fundido con grafito esferoidal, según DIN 1693	GGG 42	-	HB = 170	HB = 170	360	200	800
5		GGG 60		HB = 250	HB = 250	490	250	1000
6		GGG 80		HB = 275	HB = 275	560	230	1200
7		GGG 100		HB = 300	HB = 300	610	240	1300
8	Fundición maleable negra, según DIN 1692	GTS 35	-	HB = 140	HB = 140	360	190	800
9		GTS 65		HB = 235	HB = 235	490	230	1000
10	Acero fundido, según DIN 1681	GS 52	-	HB = 160	HB = 160	340	150	470
11		GS 60		HB = 175	HB = 175	420	170	530
12	Aceros de construcción en general, según DIN 17100	St 45	-	HB = 125	HB = 125	290	170	450
13		St 50		HB = 150	HB = 150	340	190	550
14		St 60		HB = 180	HB = 180	400	200	650
15		St 70		HB = 208	HB = 208	490	220	800
16	Aceros para bonificación, según DIN 17200	Ck 22	Bonificados	HV 10 = 140	HV 10 = 140	440	170	600
17		Ck 45	Normalizados	HV 10 = 185	HV 10 = 125	530	200	800
18		Ck 60	Bonificados	HV 10 = 210	HV 10 = 210	630	230	900
19		34 Cr 4	Bonificados	HV 10 = 260	HV 10 = 260	650	280	900
20		37 Cr 4	Bonificados	HV 10 = 290	HV 10 = 260	650	270	950
21		42 Cr Mo 4	Bonificados	HV 10 = 260	HV 10 = 280	670	290	1100
22		34 Cr Ni Mo 6	Bonificados	HV 10 = 310	HV 10 = 310	770	320	1300
23	Aceros para bonificación, según DIN 17200 templados por Bama o por inducción	Ck 45	Templados peritéricamente, incluida la base del diente	HV 10 = 220	HV 10 = 500	1100	270	1000
24		37 Cr 4		HV 10 = 270	HV 10 = 610	1280	310	1150
25		42 Cr Mo 4		HV 10 = 275	HV 10 = 650	1380	350	1300
26	Aceros para bonificación, según DIN 17200 nitruados	Ck 45	Nitr. baño	HV 10 = 220	HV 1 = 400	1100	350	1100
27		42 Cr Mo 4	Nitr. baño	HV 10 = 275	HV 1 = 500	1220	430	1450
28		42 Cr Mo 4	Nitr. gas	HV 10 = 275	HV 1 = 550	1230	430	1450
29	Aceros de nitruración, según hoja de materiales hierro y acero 850-60	31 Cr Mo V 9	Nitrurados con gas	HV 10 = 320	HV 1 = 700	1400	445	1500
30	Aceros de cementación, según DIN 17210	C 15	Cementados templados	HV 10 = 190	HV 1 = 720	1600	230	900
31		18 Mn Cr 5		HV 10 = 270	HV 1 = 720	1630	460	1400
32		20 Mn Cr 5		HV 10 = 330	HV 1 = 720	1630	480	1500
33		20 Mo Cr 4		HV 10 = 270	HV 1 = 720	1630	400	1300
34		15 Cr Ni 6		HV 10 = 310	HV 1 = 720	1630	500	1600
35		18 Cr Ni 8		HV 10 = 400	HV 1 = 740	1630	500	1700
36		17 Cr Ni Mo 6		HV 10 = 400	HV 1 = 740	1630	500	1700
37	Materiales en capas de Duralat	Tejidos endurecidos bastos	Para marcha contra ruedas de acero templadas, mecanización fina, lubricación con aceite $\leq 60^\circ\text{C}$, velocidad periférica $v \leq 5 \text{ m/s}$			110	50	
38		Tejidos endurecidos finos				130	60	

Tabla 28: Materiales más usuales en el diseño de engranajes.

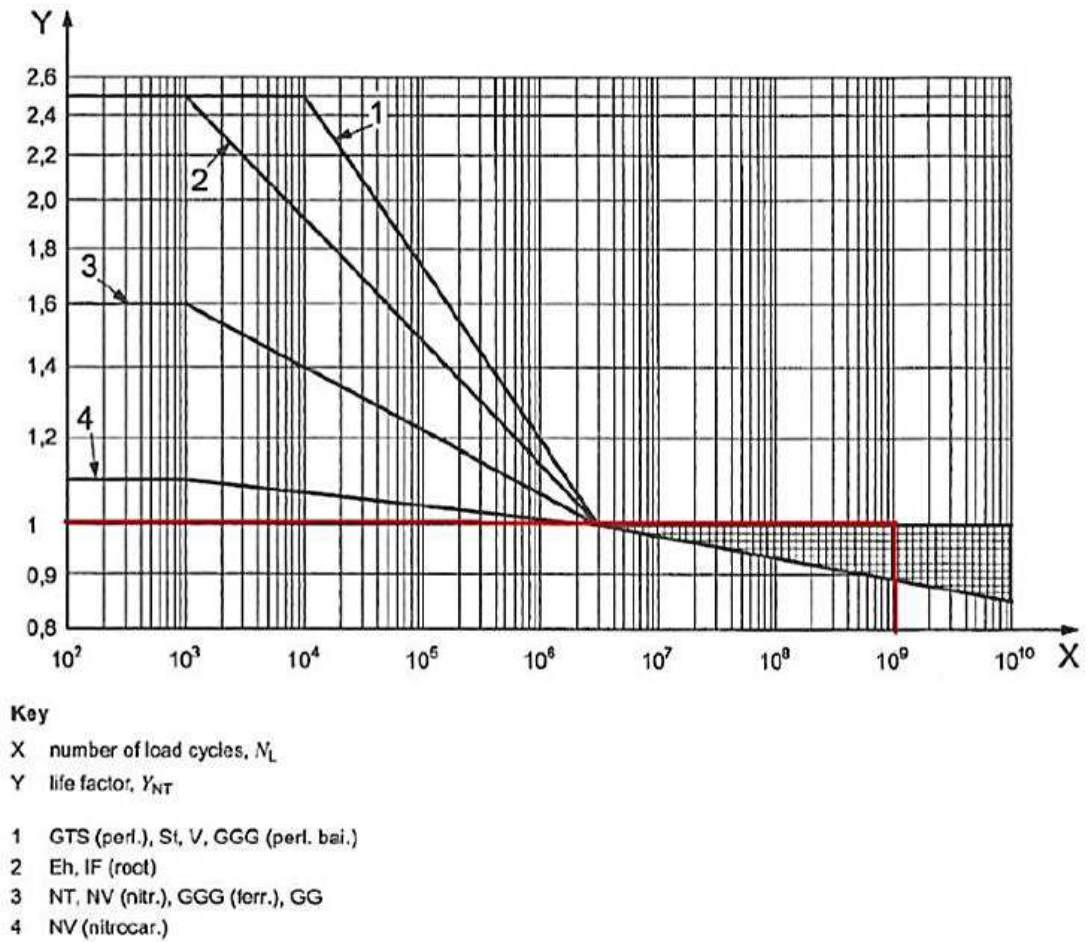
Y_{ST} =Factor de corrección de la tensión. Está relacionado con las dimensiones de los engranajes de referencia que se emplean en los test. Después de los test se obtiene que el valor del factor es siempre $Y_{ST} = 2$.

Y_{NT} =Factor de vida. La fatiga admisible disminuye al aumentar el número de ciclos, aunque para el acero existe un número de ciclos a partir del cual la fatiga se mantiene constante. Se tomará el valor más desfavorable que corresponde a un número de ciclos superior a 109.

Para calcular el factor Y_{NT} se debe identificar a cuál de los cuatro grupos que a continuación se explican pertenece el material con el que se ha fabricado el engranaje. A continuación, se busca en la gráfica la curva correspondiente al grupo seleccionado y, de ese modo, fijando el número de ciclos de trabajo que se quiere que soporte el engranaje (eje X de la gráfica), se obtiene el valor del factor Y_{NT} en el eje Y.

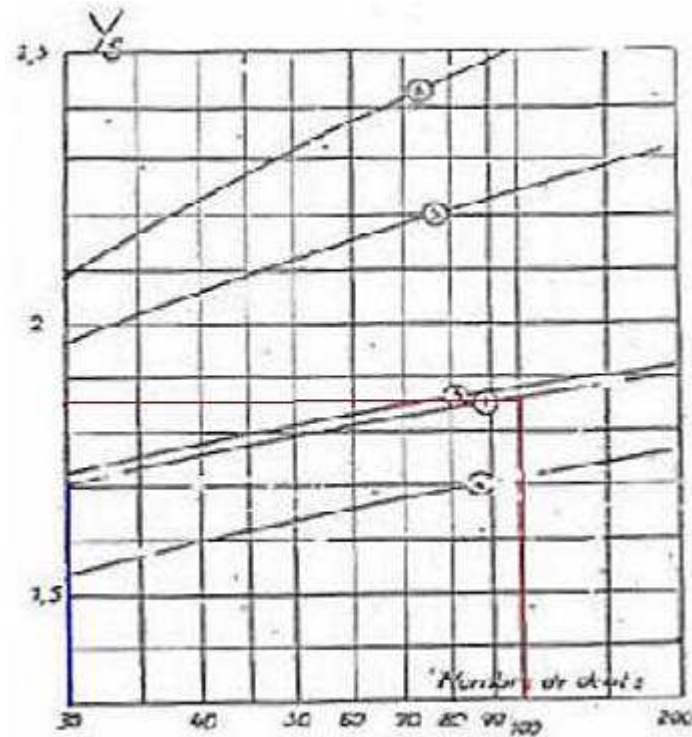
Los cuatro posibles grupos de materiales son:

- Grupo 1:
 - St: acero normalizado forjado de bajo contenido en carbono. V: aleaciones de acero templado revenido y forjado.
 - GGG (perl., bai.): acero nodular procedente de colada.
 - GTS (perl.): fundiciones negras.
- Grupo 2:
 - **Eh: acero cementado y forjado.**
 - IF (root): acero forjado endurecido con llama o por inducción.
- Grupo 3:
 - GG: acero gris procedente de colada.
 - GGG (ferr.): acero nodular procedente de colada.
 - NT: acero nitrurado.
 - NV (nitr.): acero nitrurado templado y revenido.
- Grupo 4:
 - NV (nitrocar.): acero nitrocarburado templado y revenido.



Gráfica 7: Factor Y_{NT} .

$Y_{\delta relT}$ =Factor relativo de sensibilidad de la entalla. Este valor corresponde a la relación entre el límite a fatiga pulsante de una probeta sin entallar y del diente del engranaje. La grafica da el valor de $Y_{\delta relT}$ en función del número de dientes y para diversas cremalleras generatrices.

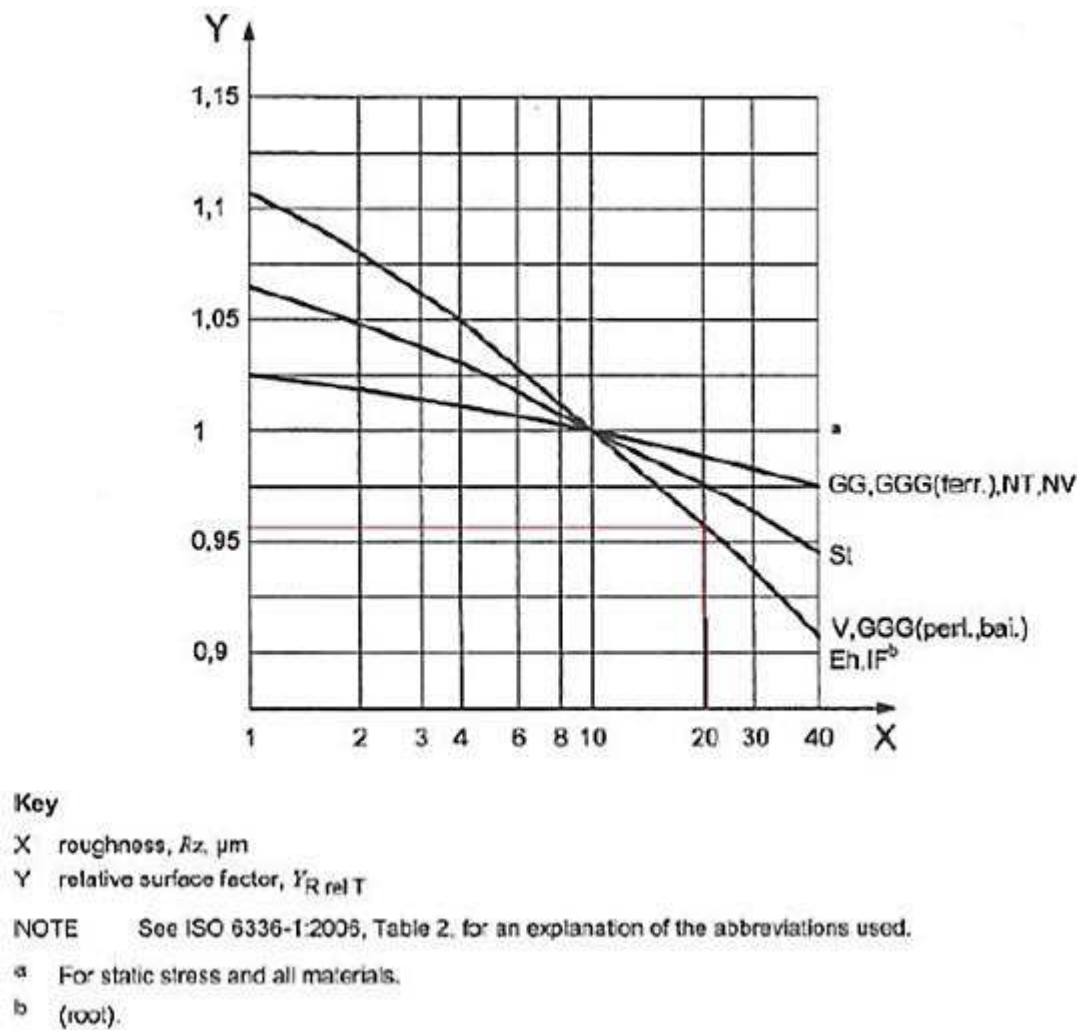


Gráfica 8: Factor de concentración de tensiones $Y_{\delta relT}$.

La cremallera utilizada para tallar el piñón será la cremallera normalizada, de $h_f0 = 1,25 \cdot m0$ y $\alpha0 = 20^\circ$, es decir la curva 1; y el número de dientes del piñón es $z1 = 20$, por tanto, $Y_{\delta relT} = 1,5$.

Para la corona: $z2 = 113$, por tanto, $Y_{\delta relT} = 1,85$.

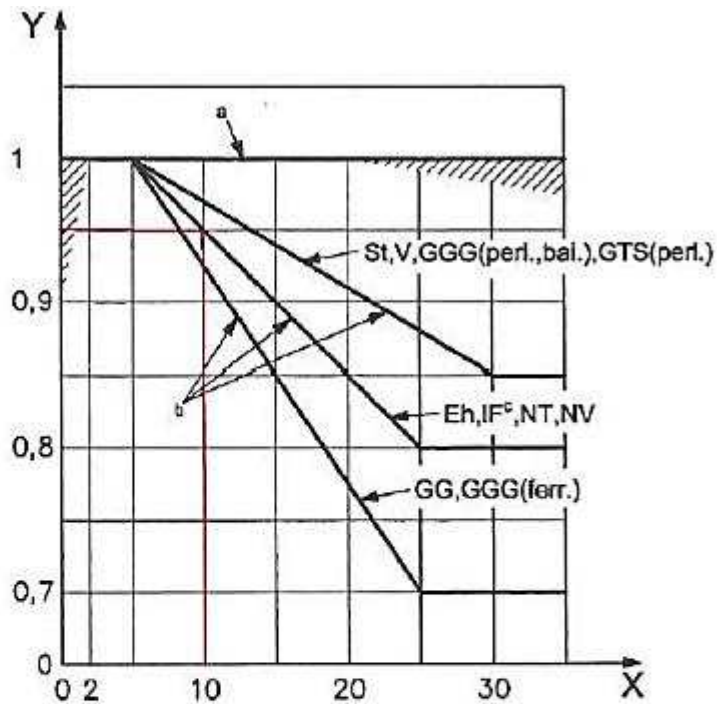
Y_{RrelT} = Factor relativo de superficie. Tiene en cuenta la influencia de la rugosidad superficial del diente. El valor de este factor se obtiene de la gráfica que se muestra a continuación, en función de la rugosidad superficial Rz expresada en μm de la rueda dentada y del material en que esté fabricada.



Gráfica 9: Factor $Y_{R\text{rel}T}$.

Y_X =Factor de tamaño. Está relacionado con la resistencia en la base del diente. Se usa para tener en cuenta la influencia de las dimensiones del diente en la resistencia a flexión del diente. El valor de este factor se obtiene de la gráfica 10 como función del módulo de la rueda dentada expresado en mm, del material y del tratamiento térmico.

Los valores que se recogen en la gráfica están basados en ensayos llevados a cabo sobre engranajes estándar de diferentes dimensiones y con diferentes valores de la resistencia a flexión.



Key

X normal modulo, m_n , mm

Y size factor, Y_X

NOTE 1 See ISO 6336-1:2006, Table 2, for an explanation of the abbreviations used.

NOTE 2 Shaded area is in the range of scatter for static stress.

a Static stress (all materials).

b Reference stress.

c (root).

Gráfica 10: Factor de tamaño Y_x .

Sustituyendo todos los valores en la ecuación se obtiene la resistencia a la fatiga en el pie del diente del piñón y de la corona.

Para el piñón:

$$\sigma_{FG1} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST1} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$$

Para la corona:

$$\sigma_{FG2} = \sigma_{Flim} \cdot Y_{ST2} \cdot Y_{NT} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X$$

El paso siguiente es comprobar que estos valores son superiores a las sollicitaciones a las que están sometidos los dientes durante el funcionamiento de la transmisión.

$$\sigma_{FG1} > \sigma_{F1}$$

$$\sigma_{FG2} > \sigma_{F2}$$

Si se cumplen estas dos condiciones, el dentado de la corona y del piñón está bien dimensionado en lo que respecta a la fatiga en el pie del diente.

Ahora se debe calcular el coeficiente de seguridad frente a fallo por flexión en la base del diente para el piñón y para la rueda de la pareja de ruedas dentadas, y el mínimo de los dos valores será el coeficiente de seguridad frente al fallo por flexión en la base.

Las expresiones que se deben emplear para calcular los coeficientes de seguridad son las que se muestran a continuación:

$$S_{F1} = \frac{\sigma_{FG1}}{\sigma_{F1}} > S_{Fmín}$$

$$S_{F2} = \frac{\sigma_{FG2}}{\sigma_{F2}} > S_{Fmín}$$

Donde:

S_{F1} = valor calculado del coeficiente de seguridad de piñón y rueda.

σ_{FGi} = valor admisible de la tensión de flexión en la base del diente.

σ_{Fi} = valor de la tensión a que está sometida la base del diente.

$S_{Fmín}$ = valor mínimo del coeficiente de seguridad que se impone para dar como válido el diseño.

2) Fatiga a presión superficial (fórmula de Hertz)

Los engranajes pueden fallar, además de por fatiga en el pie del diente, por fatiga a presión superficial (picado). Para determinar las tensiones superficiales que existen entre las superficies de los dientes de dos engranajes se utilizará la presión de Hertz, que permite calcular la tensión que se origina entre dos superficies cilíndricas al aplicar a las mismas una fuerza normal a la superficie de contacto.

La tensión entre las superficies se calcula:

Para el piñón:

$$\sigma_{H1} = \sigma_{H0} \cdot Z_B \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta}} = Z_B \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d'_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta}}$$

Para la rueda:

$$\sigma_{H2} = \sigma_{H0} \cdot Z_D \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta}} = Z_D \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d'_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta}}$$

Donde:

σ_{H0} = Tensión nominal en el punto de contacto sobre la circunferencia primitiva, que corresponde con la tensión inducida en una rueda libre de defectos cuando se le aplica el par nominal.

F_t = componente tangencial de la fuerza aplicada sobre el diente (calculada con anterioridad).

b = ancho de cara del engranaje.

d'_1 = diámetro primitivo del piñón.

i = relación de transmisión.

Los factores que afectan a la magnitud de la carga que actúa entre los dientes, K_A, K_V y $K_{H\beta}$ ($K_{F\beta}$), son los mismos que se estudiaron en la determinación de las tensiones en el pie del diente, que afectan igualmente a las tensiones entre los flancos de los dientes.

Además, aparecen nuevos factores que varían el valor final de las sollicitaciones en los flancos de los dientes.

Z_B =Factor de contacto único en el piñón: En general, sólo se calcula cuando la relación de transmisión i es menor que 1,5. Por lo tanto, $Z_B=1$.

Z_D =Factor de contacto único en la rueda: Para nuestro caso, $Z_D=1$.

Z_H =Factor de zona o geométrico: Tiene en cuenta las curvaturas del flanco en el punto de contacto sobre la circunferencia primitiva y transforma una carga tangencial en el círculo de referencia en una carga tangencial en el círculo primitivo.

$$Z_H = \sqrt{\frac{\cos\beta_b}{\sin\alpha_t \cdot \cos\alpha_t}}$$

Donde:

β_b = es el ángulo de hélice de base

α_t = el ángulo de presión transversal.

Z_E =Factor de elasticidad o material: Tiene en cuenta propiedades específicas del material tales como el módulo de elasticidad, coeficiente de Poisson... Sabiendo que E es el módulo de Young, que en caso del acero es $210\,000\text{ N/mm}^2$, dicho factor es igual a:

$$Z_E = \sqrt{0,35 \cdot E}$$

Z_ε =Factor del grado de recubrimiento: Tiene en cuenta la influencia de la distancia efectiva de la línea de contacto.

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$$

Donde:

ε_α = es el grado de recubrimiento de la pareja de ruedas dentadas ya calculado anteriormente.

En el caso de engranajes rectos con un grado de recubrimiento $\varepsilon_\alpha < 2$, se debe elegir un valor de $Z_\varepsilon = 1$.

Z_β =Factor del ángulo de hélice: Tiene en cuenta la influencia del ángulo de hélice. Como se trata de un engranaje de dientes rectos, $Z_\beta=1$.

Ahora solo queda sustituir los valores de los distintos coeficientes en la ecuación y conocer las tensiones en los flancos de los dientes.

Hay que calcular la tensión máxima admisible en los flancos de los dientes y corroborar que su valor es superior a las exigencias a las que se ven sometidos. Lógicamente, la tensión admisible también depende de ciertos factores.

La fórmula definitiva para conocer la sollicitación admisible en el flanco del engranaje es:

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_{NT} \cdot Z_X$$

Donde:

σ_{Hlim} =Resistencia a fatiga: Es el valor de referencia de la tensión admisible.

Tiene en cuenta la influencia del material, del tratamiento térmico, de la rugosidad superficial...

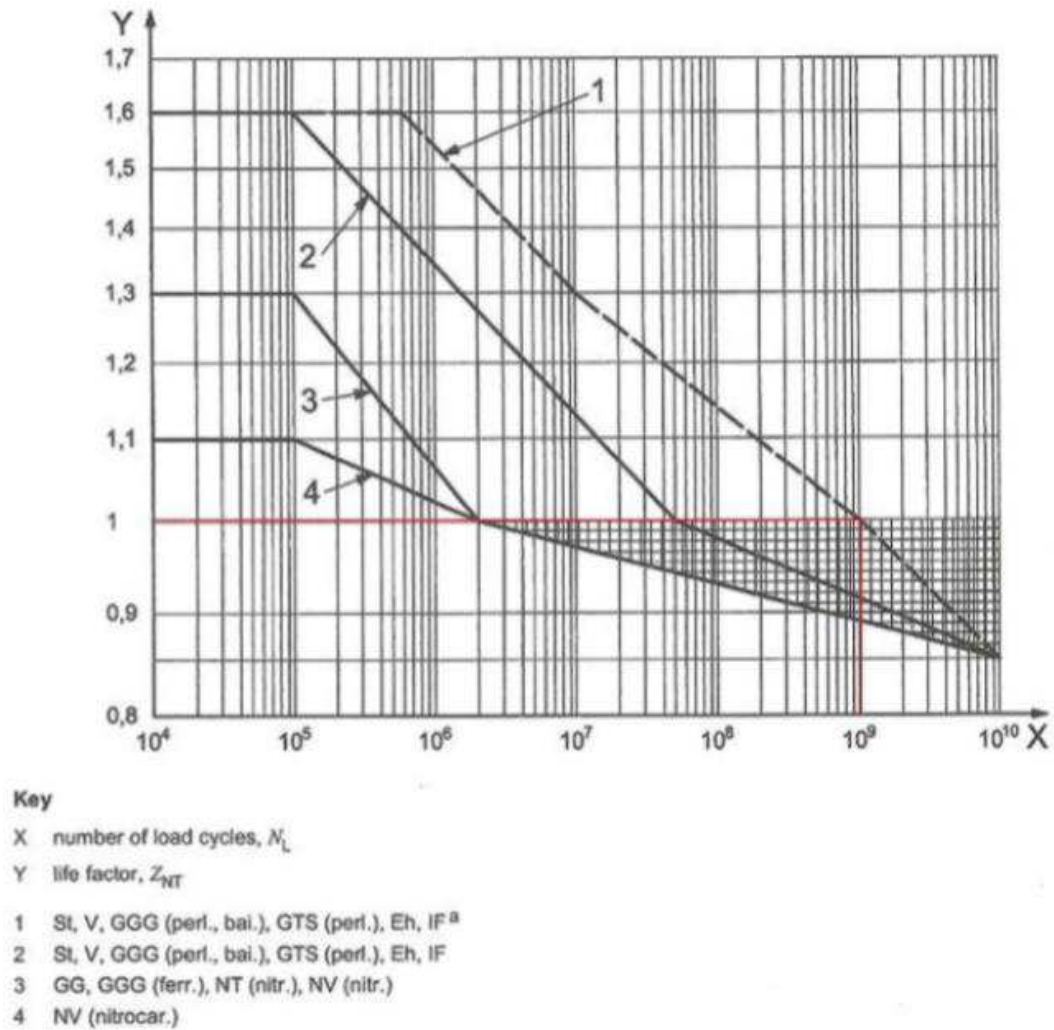
Se calcula de igual forma que σ_{Flim} (ver tabla 28).

Z_{NT} =Factor de vida o duración: Tiene en cuenta la variación de la capacidad del material de acuerdo con el número de ciclos que se le exige que soporte.

Para calcularlo se debe identificar a cuál de los cuatro grupos que a continuación se explican pertenece el material con el que se ha fabricado el engranaje. A continuación, se busca en la gráfica la curva correspondiente al grupo seleccionado y de ese modo fijando el número de ciclos de trabajo que se quiere que soporte el engranaje (eje X de la gráfica) se obtiene el valor del factor Z_{NT} en el eje Y.

Los cuatro posibles grupos de materiales son:

- Grupo 1:
 - St: acero normalizado forjado de bajo contenido en carbono.
 - V: aleaciones de acero templado revenido y forjado.
 - GGG (perl., bai.): acero nodular procedente de colada.
 - GTS (perl.): fundiciones negras.
 - **Eh: acero cementado y forjado.**
 - IF: acero forjado endurecido con llama o por inducción. Dentro de este grupo 1 se permite un pequeño grado de picado superficial.
- Grupo 2: El grupo 2 engloba los mismos materiales que el grupo 1 con la diferencia de que en los materiales del grupo 2 no se permite presencia alguna de picado superficial.
- Grupo 3: En este grupo se engloban los siguientes materiales:
 - GG: acero gris procedente de colada.
 - GGG (ferr.): acero nodular procedente de colada.
 - NT (nitr.): acero nitrurado.
 - NV (nitr.): acero nitrurado templado y revenido.
- Grupo 4: En este grupo sólo se contempla:
 - NV (nitrocar.): acero nitrocarburado templado y revenido.



Gráfica 11: Obtención del factor Z_{NT} .

Z_X =Factor de tamaño: Tiene en cuenta la influencia de las dimensiones de los dientes.

Los parámetros que mayor influencia tienen sobre este factor son:

- Calidad del material.
- Tratamiento térmico, profundidad del temple, distribución del temple...
- Radio de curvatura del flanco del diente.

Según la norma ISO, $Z_X = 1$.

Finalmente, se sustituyen en la ecuación todos los valores numéricos y se comprueba:

$$\sigma_{HG} > \sigma_{H1}$$

$$\sigma_{HG} > \sigma_{H2}$$

Ahora se debe calcular el coeficiente de seguridad frente a fallo por flexión en la base del diente y por contacto superficial en el flanco del diente, tanto para la rueda como para el piñón de la pareja de engranajes.

También se calculará el coeficiente de seguridad para el sistema formado por las dos ruedas dentadas, que será el mínimo de ambos.

De este modo, los coeficientes de seguridad frente al fallo por contacto superficial en el flanco del diente para piñón y rueda respectivamente se calculan de acuerdo con las siguientes expresiones:

$$S_{H1} = \frac{\sigma_{HG1}}{\sigma_{H1}} > S_{Hmin}$$

$$S_{H2} = \frac{\sigma_{HG2}}{\sigma_{H2}} > S_{Hmin}$$

Donde:

S_{Hi} = valor calculado del coeficiente de seguridad de piñón y rueda.

HGi = valor de la tensión de contacto admisible en el diente.

Hi = valor de la tensión de contacto a la que está sometida el diente.

S_{Hmin} = valor mínimo del coeficiente de seguridad que se impone para dar como válido el diseño.

3.10.2.4. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DEL PIÑÓN DE GIRO

PIÑÓN DE GIRO

Parámetros de generación

	Piñón	Corona
i23 (relación de transmisión piñón-corona)	5,650	
m0 (módulo normalizado)	10,00	
α_0 (ángulo de presión) (grados)	20,00	
z (número de dientes)	20,00	113,00
d (diámetro primitivo) = m·z (mm)	200,00	1130,00
x (desplazamiento)	0,50	0,00

Parámetros de definición

	Piñón	Corona
db (diámetro de base) = $d \cdot \cos \alpha$	187,93	1061,85 mm
pb (paso de base) = $\pi \cdot m \cdot \cos \alpha$	29,52	29,52 mm
sb (espesor de base) = $(\pi \cdot m) / 2 + 2 \cdot x \cdot m \cdot \tan \alpha$	19,35	15,71 mm
ha (altura de cabeza) = $m \cdot (1+x)$	15,00	10,00 mm
j (juego circunferencial) = 0,25·m	2,50	2,50 mm
hf (altura de pie) = $m \cdot (1,25-x)$	7,50	12,50 mm
h (altura total) = ha+hf	22,50	22,50 mm
da (diámetro de cabeza) = $d + 2 \cdot ha$	230,00	1150,00 mm
df (diámetro de pie) = $d - 2 \cdot hf$	185,00	1105,00 mm
d0 (distancia nominal) = $m \cdot (z1+z2)$	1330,00	1330,00 mm
$B = 2 \cdot (x1+x2) / (z1+z2)$	0,008	0,008
dc (distancia de tallado) = $d0 \cdot (1+B)$	1340,00	1340,00 mm

Parámetros de funcionamiento

	Piñón	Corona
$BV = B/(1+13 \cdot B)^{1/4}$	0,007	0,01
αV (ángulo de funcionamiento) $\Rightarrow \arccos \alpha V = \cos \alpha / (BV+1)$	0,933	0,933 °
a' (distancia de funcionamiento) = $(db1+db2)/(2 \cdot \cos \alpha V)$	624,972	624,972 mm
R_c (radio de cabeza)	115,00	575,00 mm
ρ (radio de base)	93,97	530,93 mm
R' (radio polar) = $(d \cdot \cos \alpha)/2 \cdot \cos \alpha V$	93,98	531,00 mm
$\varepsilon \alpha$ (recubrimiento frontal)	3,07	3,07
d' (diámetro de funcionamiento) = $db/\cos \alpha V$	187,95	1061,99 mm
c (juego de pie)	2,72	2,72 mm
$0,25 \cdot m_0$	2,50	
$c \geq 0,25 \cdot m_0$ Cumple la condición		

Comprobaciones

Comprobación a fatiga en el pie del diente

Fuerza tangencial (Ft)

Mgiro	16404,885 N·m
$d2'$ (diámetro primitivo de la corona)	1,062 m
$F_t = M_{giro}/d2'/2$	30894,322 N

Coefficiente de forma (YF)

x_1	0,5	
z_1	20	Dientes
YF1 (Gráfica)	2,15	
x_2	0	
z_2	113	Dientes
YF2 (Gráfica)	2,19	

Coefficiente de recubrimiento (Yε)

$\varepsilon \alpha$	3,07
$Y_\varepsilon = 1/\varepsilon \alpha$	0,326

Coefficiente para engranajes helicoidales (Yβ)

Yβ	1
-----------	----------

Factor de aplicación o servicio (K_A)	
K_A	1

Factor dinámico o de velocidad (K_V)	
K_V	1

Factor de distribución de carga ($K_{\Phi\beta}$)

b (altura del diente)	71	mm
d'1	187,95	mm
b/d'1	0,378	
d'2	1061,99	mm
b/d'2	0,067	
$K_{\Phi\beta}$ (GRÁFICA)	1	

σ_{F01}	30,473 N/mm ²
σ_{F02}	31,040 N/mm ²

σ_{F1}	30,473 N/mm²
σ_{F2}	31,040 N/mm²

Resistencia a la fatiga en el pie del diente (σ_{Flim})

σ_{Flim} (Tabla)	460 N/mm²
---	-----------------------------

Factor de corrección de la tensión (YST)

YST	2
-----	---

Factor de vida o duración (YNT)

YNT (Tabla)	1
-------------	---

Factor de sensibilidad a la entalla o concentración de tensiones (Y σ relT)

Y σ relT1 (Gráfica)	1,5
Y σ relT2 (Gráfica)	1,85

Factor relativo de superficie (YRrelT)

YRrelT (Gráfica)	0,955
------------------	-------

Factor de tamaño (YX)

YX (Gráfica)	0,95
--------------	------

σ_{FG1}	1252,005 N/mm ²
σ_{FG2}	1544,140 N/mm ²

$\sigma_{FG1} > \sigma_{F1}$; Cumple con la condición

$\sigma_{FG2} > \sigma_{F2}$; Cumple con la condición

Coefficiente de seguridad frente a fallo por flexión en la base del diente

SF1	41,085
SF2	49,746

Comprobación a fatiga a presión superficial

Factor de contacto único en el piñón (ZB)

ZB	1
-----------	----------

Factor de contacto único en la rueda (ZD)

ZD	1
-----------	----------

Factor de zona o geométrico (ZH)

β_b	0 °
α_t	20 °
ZH	1,763

Factor de elasticidad o material (ZE)

E (módulo de Young)	210000 N/mm ²
ZE	271,109 N/mm²

Factor del grado de recubrimiento (Zε)

ε_α	1,92
Zε	1

Factor del ángulo de hélice (Zβ)

Zβ	1
-----------	----------

σ_{H0}	788,966 N/mm ²
σ_{H1}	788,966 N/mm ²
σ_{H2}	788,966 N/mm ²

Resistencia a la fatiga (σ_{Hlim})

σ_{Hlim}	1630 N/mm²
-----------------------------------	------------------------------

Factor de vida o duración (ZNT)

ZNT (Tabla)	1
--------------------	----------

Factor de tamaño (ZX)

ZX (Tabla)	1
-------------------	----------

σ_{HG}	1630 N/mm²
---------------------------------	------------------------------

$\sigma_{HG} > \sigma_{H1}$; Cumple la condición

$\sigma_{HG} > \sigma_{H2}$; Cumple la condición

Coeficiente de seguridad frente a fallo por contacto superficial en el flanco del diente

SH1	2,066
SH2	2,066

3.10.3. CONJUNTO MOTOR-REDUCTOR

3.10.3.1. SOLICITACIONES SOBRE LA CORONA

El par resistente que actúa sobre el motor-reductor de giro está formado por:

- Un par resistente originado por las inercias y rozamientos para iniciar el movimiento de rotación en el rodamiento de giro
- El momento torsor originado por el viento transversal a la pluma sobre la carga, pluma, contrapluma y el contrapeso.

El momento torsor originado por el viento transversal es:

$$M_v = T_v = F_{vpluA} \cdot (L_{plu}'/2) + F_{vcA} \cdot L_{plu} - F_{vplu'A} \cdot L'_{con} - F_{vconA} \cdot L_{con}$$

Donde todos los términos de esta fórmula fueron calculados en apartados anteriores.

El par de rozamiento de arranque se calcula a partir de la ecuación sugerida en el catálogo del fabricante del rodamiento para uniones giratorias de bolas, esto es:

$$M_r = \mu / 2 \cdot (4,4 \cdot M_k + F_a \cdot D_L)$$

Donde:

M_k = par de vuelco resultante.

F_a = carga axial.

D_L = diámetro de rodadura del rodamiento.

μ = coeficiente de rozamiento para rodamientos del tipo KD 600 (0,006).

El momento de vuelco resultante M_k y la carga axial F_a ya fueron calculados en la carga máxima de selección del rodamiento.

Luego el momento torsor total a transmitir será:

$$M_r = M_v + M_r$$

3.10.3.2. ELECCIÓN DEL REDUCTOR

La selección del reductor viene determinada por:

- Relación de reducción elevada.
- Tamaño del reductor lo más compacto y pequeño posible, debido a su situación sobre la pluma.
- Momento de salida elevado.

Se ha elegido un reductor epicicloidal de cuatro etapas para realizar la transmisión, debido a que consiguen grandes relaciones de reducción y mantienen un diseño compacto para el mismo servicio. Para su selección, se seguirá la metodología recomendada por el fabricante Bonfiglioli.

a) Cálculo de la relación de reducción

La velocidad final que se debe conseguir en la reducción es:

$$n_3 = 0,5 \text{ min}^{-1}$$

Se considerará una velocidad de entrada de $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$. Por tanto, la relación de reducción quedará expresada como:

$$i_{13} = \frac{n_1}{n_3}$$

Los engranajes empleados son de dentado recto. Para este tipo de engranajes se recomienda una relación entre la corona y el piñón de:

$$1 < i_{23} < 10$$

El número de dientes de la corona del rodamiento es $z_3=113$, según el tipo de engranajes el número mínimo de dientes ha de ser de 20 a 21. Por lo tanto, elegiremos $z_2=20$ para obtener la relación de reducción más alta posible en esa etapa de la transmisión.

La relación entre la corona y el piñón será:

$$i_{23} = \frac{z_3}{z_2}$$

b) Momento de cálculo del reductor

Es necesario calcular el momento de cálculo del reductor para realizar la selección adecuada del mismo.

Para el cálculo del momento M_{c2} se tiene en cuenta el factor de marcha y el tipo de servicio de la aplicación.

- Factor de marcha

El factor de marcha está definido por la siguiente fórmula:

$$\% ED = 100 \cdot \frac{\sum \text{tiempo de marcha}}{\sum \text{tiempo de marcha} + \sum \text{tiempo de parada}}$$

Se considerará que el servicio de la grúa es del tipo de servicio de las grúas del puerto, posición 4, como se describe en la tabla siguiente.

Pos.	Tipo grúa	Mecanismos	E.D. relativo S 3 %	Frecuencia conexión c/h.
1	Grúas de almacén Grúas de taller Grúas de casas de máquinas Grúas de ferrocarriles Grúas flotantes Grúas de a bordo	Elevación Traslación carro Traslación grúa Giro	25 25 25 ó 40 25	150
2	Grúas pesadas de montaje y del taller, más de 5 toneladas de peso de elevación	Elevación Traslación carro Traslación grúa	40 25 25 ó 40	150
3	Grúas para obras y construcciones	Elevación Giro Traslación Traslación carro	40 ó 60 40 40 40	150
4	Grúas para bultos Grúas flotantes y del puerto	Elevación Giro Traslación	40 40 25	150
5	Grúas de puerto con mordazas	Elevación Cerrar Giro Traslación	40 ó 60 40 40 25 ó 40	150 hasta 300
6	Puente de carga	Elevación Cerrar Traslación carro Traslación puente Giro	60 60 60 25 ó 40 40	150
7	Grúas ligeras para empresas siderúrgicas	Elevación Traslación carro Traslación grúas	40 40	300
8	Grúas pesadas para empresas siderúrgicas Grúas para fundición Grúas mezcladas Grúas de garras	Elevación Traslación carro Traslación grúa Giro	60 40 60 40	300
9	Grúas "Stripper" (para sacar los lingotes de los moldes) Grúas para hornos de foso Grúas para hornos de pala móvil Grúas para fraguas	Elevación Giro Traslación carro Traslación grúa Elevación lingotes Tenazas	60 60 60 60 60 60	300 hasta 600

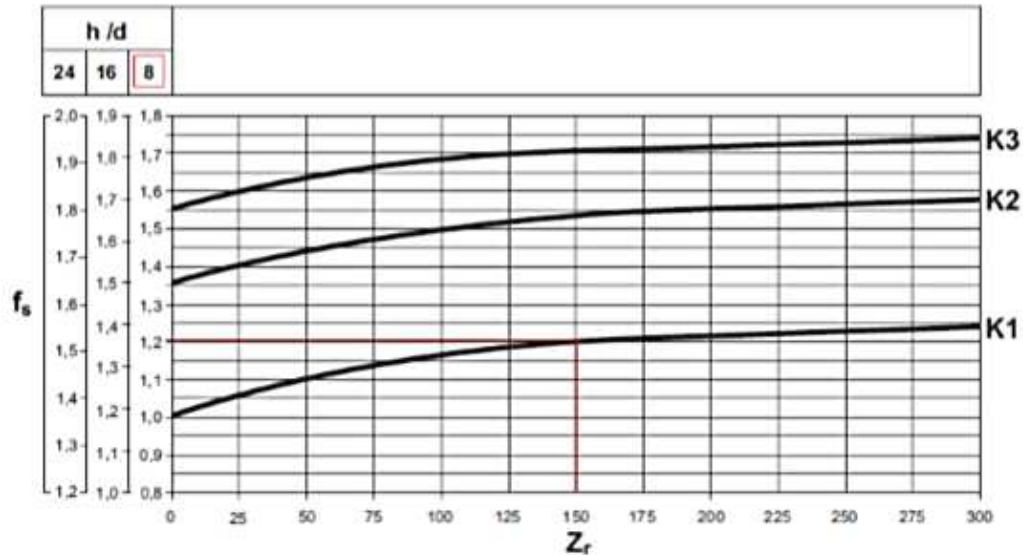
Tabla 29: Clasificación según factor de marcha.

- Factor de servicio

El factor de servicio a considerar depende de las horas al día que trabaja el motor y del número de arranques a la hora que se llevan a cabo.

Como se ha visto en la tabla anterior, el número de conexiones por hora es de $z_r = 150$ c/h.

Se supone que el aparato trabaja 8 h/día. Las curvas K están relacionadas con el tipo de servicio que se lleve a cabo: uniforme (K1), medio (K2) o pesado (K3). Se supondrá un servicio uniforme, correspondiente a la curva K1. En estas condiciones, el factor de servicio es $f_s = 1,2$.



Gráfica 12: Factores de servicio.

- Par de cálculo

Con el valor del par requerido de salida M_{r2} , se determinará el par de cálculo mediante el catálogo del fabricante.

En el cálculo del par de salida M_{r2} , se han de tener en cuenta los rendimientos de las transmisiones intermedias. Las transmisiones de engranajes de dientes rectos de una etapa tienen un rendimiento de $\eta = 0,98$, que es el caso de la transmisión entre la corona y el piñón. En el caso del reductor, estará formado por 4 etapas, su rendimiento será por tanto de $\eta = 0,90$.

El par de salida que necesita el reductor será:

$$M_{r2} = \frac{M_3}{i_{23} \cdot \eta_{23}} = \frac{M_{giro}}{i_{23} \cdot \eta_{23}}$$

Y, por tanto, el par de cálculo:

$$M_{C2} = f_s \cdot M_{r2}$$

- Factor de duración

Con la duración de funcionamiento requerida h y la velocidad de salida n_2 , se calcula el factor de duración. La vida esperada de la grúa es de aproximadamente 5 537 h y $n_2 = n_1/i_{12}$.

$$F_{h2} = n_2 \cdot h$$

c) Selección del reductor

Se ha de seleccionar el tamaño del reductor que con la relación más cercana a la calculada satisfaga la siguiente condición:

$$M_{C2} \leq M_{N2}$$



$$F_{h2} \leq n_2 \cdot h$$

Donde M_{N2} y F_{h2} son los valores indicados en las tablas de datos técnicos de cada tamaño de reductor.

Realizando una preselección, el reductor epicicloidal de montaje lineal de la serie 305 L4 cumple con la condición anteriormente mostrada.

305 L

M₂ = 5000 Nm

	I 1:	M _{n2} [Nm]						P ₁ [kW]	P _t [kW]	n ₁ [min ⁻¹]	n _{max} [min ⁻¹]	M ₂ [Nm]	
		n ₂ h 10000	n ₂ h 25000	n ₂ h 50000	n ₂ h 100000	n ₂ h 500000	n ₂ h 1000000						
L1	3.60	4700	4450	4300	4200	3750	3050	60	13	1800	3800	1000	5K
	4.25	5800	5500	5300	5200	3700	3000	60	13	1800	3800	1000	5K
	5.33	5600	4900	4400	4400	3600	2950	60	13	1800	3800	1000	5K
	6.20	4600	3950	3600	3600	3550	2900	60	13	1800	3800	800	5G
	7.50	3800	3300	3100	3100	3000	2400	60	13	1800	3800	630	5E
L2	12.5	4700	4450	4300	4200	3250	2650	30	9	2000	4000	400	4K
	15.3	4700	4450	4300	4200	3250	2650	30	9	2000	4000	330	4H
	18.1	5800	5500	5300	5200	3650	2950	30	9	2000	4000	400	4K
	20.8	4700	4450	4300	4200	3100	2500	30	9	2000	4000	260	4F
	22.7	5600	4900	4400	4400	3600	2950	30	9	2000	4000	330	4H
	24.5	5500	5400	5300	5200	3450	2800	30	9	2000	4000	330	4H
	26.4	4600	3950	3600	3600	3550	2900	30	9	2000	4000	260	4F
	30.8	5600	4900	4400	4400	3600	2950	30	9	2000	4000	260	4F
	35.8	4600	3950	3600	3600	3550	2900	22.4	9	2000	4000	160	4D
	38.4	5600	4900	4400	4400	3600	2900	25.5	9	2000	4000	160	4D
	44.6	4600	3950	3600	3600	3550	2900	18.3	9	2000	4000	160	4D
	55.8	4100	4000	3600	3600	2900	2400	15.2	9	2000	4000	160	4D
L3	53.4	4700	4450	4300	4200	3250	2650	18.8	7.5	2000	4000	100	4B
	63.1	5800	5350	5300	5200	3650	3000	19.4	7.5	2000	4000	160	4D
	72.3	4700	4450	4300	4200	3250	2650	14.1	7.5	2000	4000	100	4B
	77.2	5800	5500	5300	5200	3650	2950	16.3	7.5	2000	4000	100	4B
	90.2	4700	4450	4300	4200	3250	2650	11.4	7.5	2000	4000	100	4B
	105	5800	5500	5300	5200	3650	2950	12.3	7.5	2000	4000	100	4B
	113	4600	3950	3600	3600	3550	2900	8.7	7.5	2000	4000	100	4B
	124	4600	3950	3600	3600	3550	2900	8.0	7.5	2000	4000	50	4A
	141	5500	5350	5300	5200	3450	2800	8.9	7.5	2000	4000	100	4B
	152	4600	3950	3600	3600	3550	2900	6.7	7.5	2000	4000	50	4A
	164	5600	4900	4400	4400	3600	2950	7.7	7.5	2000	4000	50	4A
	178	5600	4900	4400	4400	3600	2950	7.2	7.5	2000	4000	50	4A
	190	4600	3950	3600	3600	3550	2900	5.5	7.5	2000	4000	50	4A
	220	4750	4750	4750	4750	3050	2500	4.9	7.5	2000	4000	50	4A
	258	4600	3950	3600	3600	3550	2900	4.1	7.5	2000	4000	50	4A
	276	5600	4900	4400	4400	3600	2900	4.6	7.5	2000	4000	50	4A
	321	4600	3950	3600	3600	3550	2900	3.3	7.5	2000	4000	50	4A
	389	3800	3300	3100	3100	3000	2400	2.2	7.5	2000	4000	50	4A
	402	4600	3950	3600	3600	3550	2900	2.6	6	2000	4000	50	4A
L4	413	5600	4900	4400	4400	3600	2900	3.2	6	2000	4000	50	4A
	446	5800	5500	5300	5200	3650	2950	3.1	6	2000	4000	50	4A
	492	5500	5350	5300	5200	3450	2800	2.6	6	2000	4000	50	4A
	556	5800	5500	5300	5200	3650	2950	2.5	6	2000	4000	50	4A
	649	4700	4450	4300	4200	3250	2650	1.7	6	2000	4000	50	4A
	718	4600	3950	3600	3600	3550	2900	1.5	6	2000	4000	50	4A
	816	5500	5350	5300	5200	3450	2800	1.6	6	2000	4000	50	4A
	896	4600	3950	3600	3600	3550	2900	1.2	6	2000	4000	50	4A
	1018	5500	5350	5300	5200	3450	2800	1.3	6	2000	4000	50	4A
	1098	4600	3950	3600	3600	3550	2900	0.99	6	2000	4000	50	4A
	1278	5600	4900	4400	4400	3600	2950	1.0	6	2000	4000	50	4A
	1370	4600	3950	3600	3600	3550	2900	0.79	6	2000	4000	50	4A
	1586	4750	4750	4750	4750	3050	2500	0.71	6	2000	4000	50	4A
	1854	4600	3950	3600	3600	3550	2900	0.59	6	2000	4000	50	4A
	1991	5600	4900	4400	4400	3600	2900	0.67	6	2000	4000	50	4A
	2243	3800	3300	3100	3100	3000	2400	0.40	6	2000	4000	50	4A
	2799	3800	3300	3100	3100	3000	2400	0.32	6	2000	4000	50	4A

$$M_{2max} = 1.2 \cdot M_{n2} \quad (n_2 \cdot h = 10000)$$

Tabla 30: Reductor epicicloidal 305 L Bonfiglioli.

3.10.3.3. DIMENSIONAMIENTO DEL REDUCTOR

El motor-reductor, como se puede observar en el catálogo del fabricante, puede tener varios mecanismos de entrada y de salida. En este caso, se optará por una forma compacta y que haga que el motor-reductor trabaje verticalmente.

Por este motivo, se optará por un reductor con bridas y no con patas. Por lo tanto, se elegirá la salida HC, la cual tiene los orificios para la sujeción mediante tornillos a la grúa.

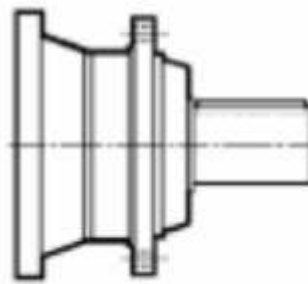


Figura 22: Acoplamiento.

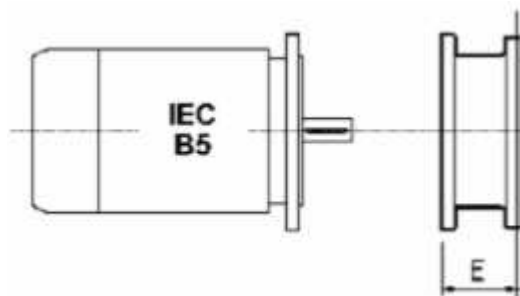


Figura 23: Entrada reductor.

La entrada, por su parte, será un acoplamiento para que el motor se pueda acoplar al reductor. La medida E variará según el tamaño del motor, que se elegirá a continuación.

3.10.3.4. ELECCIÓN DEL MOTOR

a) Tipo de motor

Se empleará un motor trifásico asíncrono de anillos rozantes, ya que son los más utilizados en los accionamientos de las grúas. Este tipo de motores son los más baratos, compactos y fiables del mercado.

El motor además debe venir con freno incorporado.

b) Tipo de servicio

El motor está sometido a un régimen de conexiones y desconexiones que influyen en su calentamiento. Cuando se calcula la potencia del motor, se ha de considerar el tipo de servicio de la máquina.

En este caso, los motores asíncronos de anillos rozantes (incluidos los del polipasto) trabajan con servicio S3, es decir, servicio intermitente sin influencia del arranque en la temperatura.

c) Forma constructiva

La forma constructiva escogida es la B5, con brida sin patas, para conseguir un conjunto lo más compacto posible con el reductor.

d) Protecciones

Como la grúa se ubicará en un puerto, el motor se protegerá en grado IP 44 y la caja de bornes en grado IP 55, como mínimo.

La primera cifra indica el grado de protección contra el polvo y la penetración de contactos extraños y la segunda indica el grado de protección contra la penetración de agua.

IP 44: Protección absoluta contra contactos y contra cuerpos extraños granulados. Protección contra salpicaduras de agua en todas las direcciones.

IP 55: Protección absoluta contra contactos y contra la acumulación de polvo. Protección contra chorros de agua.

Por otra parte, el motor, al estar situado en vertical, contará con una pequeña cubierta en la parte posterior para protegerlo de la lluvia y cuerpos sólidos.

e) Potencia térmica

En el caso de evaluar el factor de seguridad relativo a la potencia térmica, según el fabricante Bonfiglioli, cuando la relación de transmisión del reductor es superior a 45, como es este caso, no hace falta evaluar este término, ya que el factor de seguridad relativo a la potencia mecánica excede siempre al de la potencia térmica.

f) Cálculo de la potencia del motor

Conociendo el par M_{r2} , las revoluciones n_2 y el rendimiento dinámico η_d , se deduce la potencia de entrada:

$$P_{mec} = P_{r1} = \frac{M_{r2} \cdot n_2}{9550 \cdot \eta_{12}}$$

Siendo la velocidad de salida del motor:

$$n_2 = n_3 \cdot i_{23}$$

g) Selección del motor

Hay que seleccionar en las tablas de datos técnicos de motores un tamaño con una potencia nominal tal que satisfaga:

$$P_n \geq P_{r1}$$

El fabricante recomienda escoger preferiblemente motores de 4 o más polos.

Si no se indica lo contrario, la potencia P_n de los motores indicada en el catálogo está referida al servicio continuo S1. Para motores utilizados en

condiciones distintas de S1, será necesario identificar el tipo de servicio previsto con referencia a las Normas CEI 23/IEC 34-1. Para nuestro caso de aplicación es S3 – 25%. Por lo tanto, la condición a satisfacer será:

$$P_n \geq \frac{Pr1}{f_m}$$

El factor de incremento de la potencia f_m puede extraerse de la tabla siguiente:

	SERVICIO / DUTY / BETRIEB / SERVICE					
	S2			S3*		S4 - S8
	Duración del ciclo / Cycle duration [min] Zyklusdauer / Durée du cycle [min]			Relación de intermitencia / Cyclic duration factor (I) Relative Einschaltdauer / Rapport d'intermittence (I)		
	10	30	60	25%	40%	60%
f_m	1.35	1.15	1.05	1.25	1.15	1.1

Tabla 31: Factor de corrección según el tipo de servicio.



														freno c.c. / d.c. brake G.S.-bremse / frein c.c.					freno c.a. / a.c. brake W.S.-bremse / frein c.a.										
														FD					FA					BA					
Pn		n	Mn		η (100%)	η (75%)	$\cos \varphi$	In	Is	Ms	Ma	Jm x 10 ⁻⁴	IM B5	Mod	Mb	Z ₀	Jm x 10 ⁻⁴	IM B5	Mod.	Mb	Z ₀	Jm x 10 ⁻⁴	IM B5	Mod.	Mb max	Z ₀	Jm x 10 ⁻⁴	IM B5	
kW		min ⁻¹	Nm		%	%		[400V] A	In	Mn	Mn	kgm ²	kg		Nm	1/h NB SB	kgm ²	kg		Nm	1/h	kgm ²	kg		Nm	1/h	kgm ²	kg	
0.06	BN 56A	4	1340	0.43	46.8	44.2	0.65	0.28	2.6	2.3	2.0	1.5	3.1																
0.09	BN 56B	4	1350	0.64	51.7	47.6	0.60	0.42	2.6	2.5	2.4	1.5	3.1																
0.12	BN 63A	4	1350	0.85	59.8	56.2	0.62	0.47	2.6	1.9	1.8	2.0	3.5	FD 02	1.75	10000	13000	2.6	5.2	FA 02	1.75	13000	2.6	5.0	BA 60	5	9000	4.0	5.8
0.18	BN 63B	4	1320	1.30	54.8	52.9	0.67	0.71	2.6	2.2	2.0	2.3	3.9	FD 02	3.5	10000	13000	3.0	5.6	FA 02	3.5	13000	3.0	5.4	BA 60	5	9000	4.3	6.2
0.25	BN 63C	4	1340	1.78	65.3	65.0	0.69	0.80	2.7	2.1	1.9	3.3	5.1	FD 02	3.5	7800	10000	3.9	6.8	FA 02	3.5	10000	3.9	6.6	BA 60	5	8500	5.3	7.4
0.25	BN 71A	4	1380	1.73	63.7	62.2	0.73	0.78	3.3	1.9	1.7	5.8	5.1	FD 03	3.5	7700	11000	6.9	7.8	FA 03	3.5	11000	6.9	7.5	BA 70	8	9700	7.8	9.0
0.37	BN 71B	4	1370	2.6	66.8	66.7	0.76	1.05	3.7	2.0	1.9	6.9	5.9	FD 03	5.0	6000	9400	8.0	8.6	FA 03	5.0	9400	8.0	8.3	BA 70	8	8500	8.9	9.8
0.55	BN 71C	4	1380	3.8	69.0	68.9	0.74	1.55	4.1	2.3	2.3	9.1	7.3	FD 53	7.5	4300	8700	10.2	10	FA 03	7.5	8700	10.2	9.7	BA 70	8	8000	11.1	11.2
0.55	BN 80A	4	1390	3.8	72.0	71.3	0.77	1.43	4.1	2.3	2.0	15	8.2	FD 04	10	4100	8000	16.6	12.1	FA 04	10	8000	16.6	12.0	BA 80	18	7400	18	13.5
0.75	BN 80B	4	1400	5.1	75.0	74.5	0.78	1.85	4.9	2.7	2.5	20	9.9	FD 04	15	4100	7800	22	13.8	FA 04	15	7800	22	13.7	BA 80	18	7400	23	15.2
1.1	BN 80C	4	1400	7.5	76.4	76.2	0.78	2.66	5.1	2.8	2.5	25	11.3	FD 04	15	2600	5300	27	15.2	FA 04	15	5300	27	15.1	BA 80	18	5100	28	16.6
1.1	BN 90S	4	1400	7.5	76.5	76.2	0.77	2.70	4.6	2.6	2.2	21	12.2	FD 14	15	4800	8000	23	16.4	FA 14	15	8000	23	16.3	BA 90	35	6500	28	19.5
1.5	BN 90LA	4	1390	10.3	78.7	78.5	0.77	3.6	5.3	2.8	2.4	28	13.6	FD 05	26	3400	6000	32	19.6	FA 05	26	6000	32	20.3	BA 90	35	5400	35	21
1.85	BN 90LB	4	1390	12.7	81.0	81.4	0.78	4.2	5.2	2.8	2.6	30	15.1	FD 05	26	3200	5900	34	21.1	FA 05	26	5900	34	21.8	BA 90	35	5400	37	22.5
2.2	BN 100LA	4	1410	14.9	81.1	81.4	0.75	5.2	4.5	2.2	2.0	40	18.3	FD 15	40	2600	4700	44	25	FA 15	40	4700	44	25	BA 100	50	4000	52	29
3	BN 100LB	4	1410	20	82.6	83.8	0.77	6.8	5	2.3	2.2	54	22	FD 15	40	2400	4400	58	28	FA 15	40	4400	58	29	BA 100	50	3800	66	32
4	BN 112M	4	1430	27	84.4	84.2	0.81	8.4	5.6	2.7	2.5	98	30	FD 06S	60	—	1400	107	40	FA 06S	60	2100	107	42	BA 110	75	2000	114	43
5.5	BN 132S	4	1440	36	86.3	86.4	0.80	11.5	5.5	2.3	2.2	213	44	FD 56	75	—	1050	223	57	FA 06	75	1200	223	58	BA 140	150	1200	263	76
7.5	BN 132MA	4	1440	50	87.0	87.1	0.80	15.6	5.7	2.5	2.4	270	53	FD 06	100	—	950	280	66	FA 07	100	1000	280	71	BA 140	150	1000	320	85
9.2	BN 132MB	4	1440	61	88.4	88.6	0.80	18.8	5.9	2.7	2.5	319	59	FD 07	150	—	900	342	75	FA 07	150	900	342	77	BA 140	150	900	369	91
11	BN 160MR	4	1440	73	88.4	88.8	0.81	22.2	5.9	2.7	2.5	360	70	FD 07	150	—	850	382	86	FA 07	150	850	382	88					
15	BN 160L	4	1460	98	89.9	89.4	0.81	29.7	5.9	2.3	2.1	650	99	FD 08	200	—	750	725	129	FA 08	200	750	710	128					
18.5	BN 180M	4	1460	121	90.0	90.1	0.81	37	6.2	2.6	2.5	790	115	FD 08	250	—	700	865	145	FA 08	250	700	850	144					
22	BN 180L	4	1460	144	90.7	91.1	0.81	43	6.5	2.5	2.5	1250	135	FD 09	300	—	400	1450	175										
30	BN 200L	4	1460	196	91.4	91.7	0.80	59	7.1	2.7	2.8	1650	157	FD 09	400	—	300	1850	197										

Tabla 32: Factor de corrección según el tipo de servicio. [Fuente: Bonfiglioli]

Dentro de la columna de 4p se tomará el motor BN 132MA 4.

Además, deberá cumplirse:

$$S = P_{n1}/P_n > fS = 1,2$$

h) Comprobación de la potencia de arranque

Hay que deducir el momento de las inercias producidas por las masas en movimiento en el eje del motor.

$$I_t = \frac{\sum G_i \cdot r_i^2}{g}$$

Donde:

$$G_1 = Q_{plu}$$

$$G_2 = Q_{plu'}$$

$$G_3 = Q_u + Q_{met}$$

$$G_4 = Q_{con}$$

r_i = distancias a cada una de las cargas.

g = aceleración de la gravedad (9,81 m/s²).

t_a = tiempo de aceleración (2,5 s).

n = velocidad del motor (min⁻¹).

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n}{30 \cdot t_a}$$

$$P_b = \frac{I_t \cdot \varepsilon \cdot n}{716 \cdot \eta}$$

Se debe cumplir:

$$P_{mec} + P_b < P_n$$

3.10.3.5. RESOLUCIÓN DE CÁLCULOS DEL MOTOR-REDUCTOR

MOTOR-REDUCTOR

Solicitud sobre la corona

FvpluA	2121,100 N
Fvplu'A	884,650 N
FvcA	981,000 N
Fvcon	1859,610 N
L'plu	8,200 m
Lplu	7,300 m
L'con	1,800 m
Lcon	2,870 m
$M_v = T_v = F_{vpluA} \cdot (L_{plu}'/2) + F_{vcA} \cdot L_{plu} - F_{vplu'A} \cdot L'_{con} - F_{vconA} \cdot L_{con}$	8928,359 N·m

μ (coeficiente de rozamiento para rodameinto KD 600)	0,006
Mk (par de vuelco resultante)	484505,615 N·m
Fa (carga axial)	340918,102 N
DL (diámetro de rodadura del rodamiento)	1,057 m
$M_r = \mu/2 \cdot (4,4 \cdot M_k + F_a \cdot DL)$	7476,525 N·m

$M_{giro} = M_v + M_r$	16404,885 N·m
------------------------	---------------

Elección del reductor

Reductor epicicloidal de 4 etapas BONFIGLIOLI

Cálculo de la relación de reducción	
n3	0,500 min-1 (rpm)
n1	1400 min-1 (rpm)
$i_{13} = n_1/n_3$	2800
z3	113
z2	20
$i_{23} = z_3/z_2$ ($1 < i_{23} < 10$)	5,650
$i_{12} = i_{13}/i_{23}$	495,575

Momento de cálculo del reductor

Factor de marcha

Zr (Tabla)	150,00 c/h
------------	------------

Factor de servicio

Fs(Tabla)	1,20
-----------	------

Par de cálculo

η_{23}	0,980
η_{23} (4 etapas)	0,90
$Mr_2 = M_3/(i_{23} \cdot \eta_{23}) = M_{giro}/(i_{23} \cdot \eta_{23})$	2962,775 N·m

MC2 = fS·Mr2	3555,330 N·m
---------------------	---------------------

Factor de duración

h=Vida esperada de la grúa	5537 h
$n_2 = n_1/i_{12}$	2,825

Fh2 = n2·h	15642,025 h
-------------------	--------------------

Selección del reductor

Mn2 (TABLA)	5100 N·m
i12 (TABLA)	413
MC2 ≤ Mn2 Cumple con la condición	

Elección del motor

Tipo de motor

Motor trifásico asíncrono de anillos rozantes con freno incorporado

Tipo de servicio

Servicio S3

Forma constructiva

B5, con brida sin patas

Protecciones

Motor	IP 44
Caja de bornes	IP 55

Potencia térmica

Como $i > 45$, no es necesario calcularla
--

Cálculo de la potencia del motor

Mr2	2962,775 N·m
$n_2 = n_3 \cdot i_{23}$	2,825
η_{12}	0,9
Pmec=Pr1= Mr2·n2/9550·η_{12} (potencia de arranque)	0,974 kW

Selección del motor

f_m (TABLA)	1,25	
P_{r1}/f_m	0,779	kW
$P_n \geq P_{r1}/f_m$		
P_{n1} (TABLA) (potencia motor)	7,50	kW
$S = P_{n1}/P_n$	9,627	
$f_s=1,2$		
$S \geq f_s$ Cumple la condición		

Comprobación de la potencia de arranque

$G1 = Q_{plu}$	30322,710 N	
$G2 = Q_{plu}'$	24318,990 N	
$G3 = Q_c + Q_{met}$	87603,300 N	
$G4 = Q_{con}$	148768,650 N	
g	9,81 m/s ²	
L'_{plu}	8,200 m	
L_{plu}	7,300 m	
L'_{con}	1,800 m	
L_{con}	2,870 m	
$I_t = (\sum G_i \cdot r_i^2)/g$	337911,4085	
t_a	2,5	s
n_3	0,5	min-1
$\varepsilon = \pi \cdot n / 30 \cdot t_a$	0,021	
η (TABLA)	0,87	
$P_b = I_t \cdot \varepsilon \cdot n / 716 \cdot \eta$ (potencia necesaria)	5,681	CV
	4,178	kW
$P_{mec} + P_b$	5,152	kW
$P_{motor} \geq P_{mec} + P_b$ Cumple la condición		

3.10.4. ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

La función del acoplamiento flexible es amortiguar los choques de arranques y frenazos del motor, así como garantizar la posición relativa de los extremos del árbol en cualquier condición y dilataciones en los bastidores a causa de diferencias de temperatura. Por ello se ha dispuesto un acoplamiento flexible entre el motor-reductor y el piñón de giro.

Se ha escogido un acoplamiento flexible dentado con unas dimensiones bastante reducidas. Es capaz de compensar desalineaciones de hasta 1, 5°.

Se compone básicamente de cuatro elementos: aros exteriores, cubos, retenes y anillos elásticos.

Para seleccionar el tamaño más idóneo, se procede de la siguiente manera, según catálogo del fabricante Escogear:

- a) Determinar el tipo de Escogear cuyo mecanizado máximo sea igual o superior al diámetro del mayor eje que se vaya a acoplar.
- b) Verificar la selección en función del par a transmitir y según la fórmula:

$$T = \frac{9550 \cdot P \cdot Fu}{n} (N \cdot m)$$

Siendo:

P = potencia (kW).

n = velocidad de giro (rpm).

Fu = factor de servicio determinado por el tipo de accionamiento.

Con la ayuda de la siguiente tabla facilitada por el fabricante obtenemos el factor de servicio.

APLICACIONES			MÁQUINA MOTRIZ		
			Motores eléctricos, Turbinas	Motores hidráulicos Arrastre por engranajes	Mot. de explosión Mot. eléctricos con arranques frecuentes
MÁQUINA RECEPTORA	CARGAS UNIFORMES	Compresores eléctricos - Bombas y compresores centrífugos - Ventiladores centrífugos y de paletas; ventiladores axiales - Mandos auxiliares de máquinas - herramientas - Cintas transportadoras y cadenas con carga uniforme, escaleras mecánicas - Agitadores de líquidos homogéneos - Llenadoras de botellas.	0,8 hasta 1,25	1 hasta 1,5	1,25 hasta 1,75
	CHOQUES MODERADOS	Compresores de lóbulos (volumétricos) - Ventiladores para minería - Bombas de engranajes y de lóbulos rotativos - Compresores de paletas - Mandos principales de máquina - herramienta - Cintas transportadoras y de cadenas, con carga no uniforme - Transportadores de cangilones y de tornillos sin fin - Elevadores, grúas y cabrestantes - Tambores de arrollamiento de cables bobinadoras - Agitadores de líquidos no homogéneos - Hélices de barco - Molinos de pulpa.	1,25 hasta 1,5	1,5 hasta 1,75	1,75 hasta 2
	CHOQUES IMPORTANTES	Generadores para soldadura - Bombas y compresores de pistones - Máquinas de lavar - Dobladoras, cizallas, prensas de embutición, taladradoras - Descortezadoras (peladoras), calandras, prensas de papel, máquinas de cerámica, hornos para cemento - Molino para minerales y piedras, molinos para caucho - Laminadores - Líneas de alimentación - Trefiladoras, estiradoras y calandras - Material móvil.	1,5 hasta 2	1,75 hasta 2,25	2 hasta 2,5

Tabla 33: Factor de servicio del acoplamiento.

Por lo tanto, el par de salida que soporta es de:

$$T = \frac{9550 \cdot 7,5 \cdot 2}{0.5} = 286\,500 \, N \cdot m$$

3.10.5. MECANISMO DE ELEVACIÓN Y TRASLACIÓN

En cuanto al polipasto vamos a emplear un tipo que nos proporciona una solución compacta y de fácil instalación de los existentes en el mercado. Por ello hemos optado por escoger un polipasto con mecanismo de elevación y traslación eléctricas del fabricante DEMAG.

En la elección del polipasto, se han seguido las indicaciones del fabricante para cumplir con la normativa y con las especificaciones de la grúa.

Para este caso en concreto, se ha escogido un polipasto del tipo de altura reducida, es decir, la altura entre el gancho y la pluma es lo más reducida posible. De esta forma, se puede aprovechar mejor el espacio debajo de la pluma y transportar cargas de más altura.

En el mercado existen polipastos de un solo raíl o de dos raíles. Para la presente aplicación, se ha escogido un carro birraíl EZDR.

En cuanto al sistema de suspensión de la carga, existen polipastos de cable y de cadena. Los polipastos de cadena se utilizan para poco tonelaje, por lo tanto, el sistema a utilizar en este caso será el de cable.

3.10.5.1. ELECCIÓN DEL POLIPASTO

El polipasto viene determinado por el tipo de carga, el promedio de marcha, la carga a elevar y la disposición del cable o tipo de aparejado.

1) Tipo de carga

El tipo de carga estimado se puede determinar según el esquema de la figura siguiente:

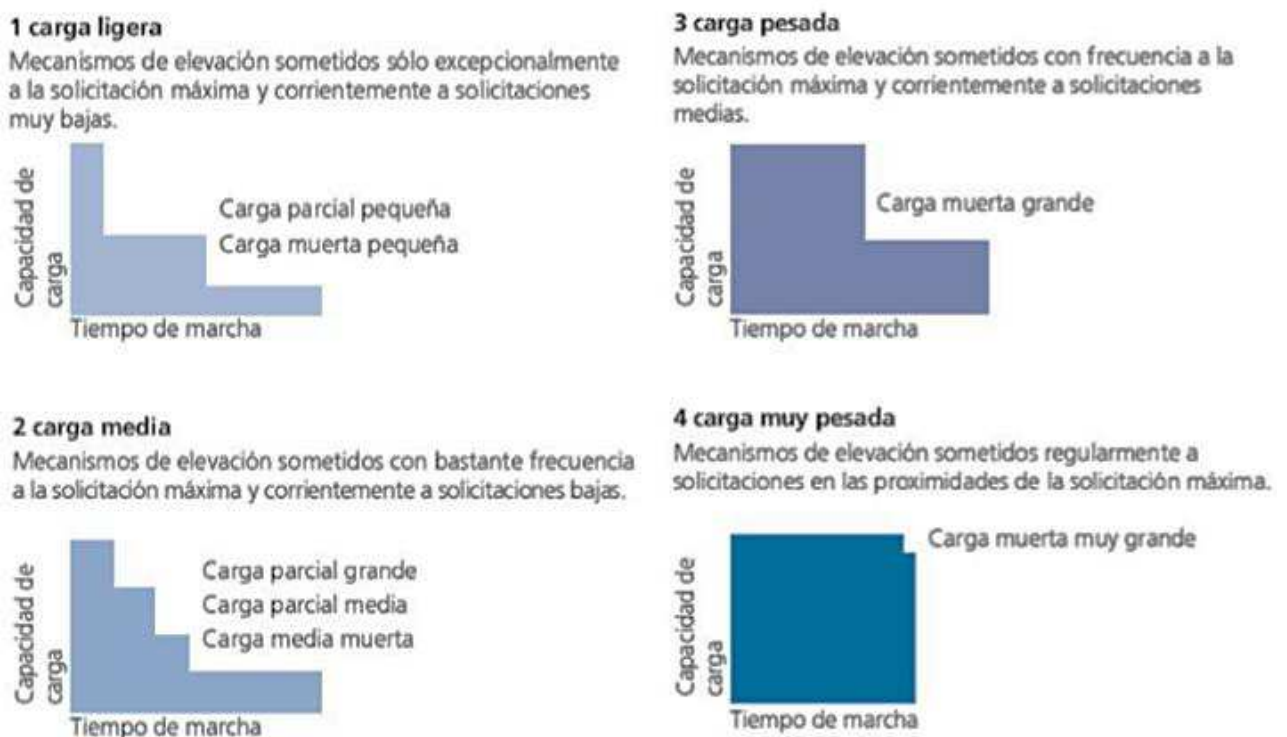


Figura 24: Tipo de solicitud, DEMAG.

Para este caso, se considera que el tipo de carga es del tipo 2, carga media. Se trata de mecanismos de elevación sometidos con bastante frecuencia a la sollicitación máxima y corrientemente a sollicitaciones medias.

2) Promedio de marcha.

Para el valor del promedio de marcha se estima un valor aproximado o se calcula de la siguiente forma:

$$tmarcha/día = \frac{2 \cdot L \cdot n \cdot t}{60 \cdot v_L}$$

Donde:

L = recorrido medio del gancho=11m.

n = número de ciclos/h=4,679 ciclos/h.

t = tiempo de trabajo/día=1,495 h/día.

v_L = velocidad de elevación=4m/min.

Por lo que, el promedio de marcha es de 0,641 h.

3) Carga a elevar.

La capacidad del polipasto debe de ser de 8 250 kg (peso de la carga + accesorios).

4) Disposición del cable.

La disposición de cable recomendable para el uso será la de 4/1.

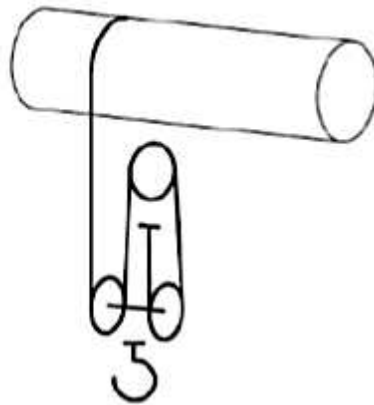


Figura 25: Disposición del cable de 4/1.

5) Selección del polipasto.

Para un tipo de carga elevado y un promedio de marcha de 0,641 horas, la tabla de elección del proveedor indica el grupo 1Am.

La capacidad de carga requerida es de 8 250 kg, pero como en la tabla del fabricante no aparece exactamente esa capacidad, se tiene que escoger un polipasto de 10 000 kg de capacidad de carga y con una disposición de cable de 4/1. A estas características, le corresponde el tamaño de polipasto DR 10 de la marca DEMAG, según el propio catálogo.

En total, el polipasto cuenta con dos velocidades. Una velocidad será la de servicio o trabajo de 4 m/min, y otra de precisión, más lenta, para actuar con suavidad de 0,7 m/min.

Tipo de carga					Horas de servicio medias por día (h)				
1	bajo				2-4	4-8	8-16	16 o más	
2	medio				1-2	2-4	4-8	8-16	
3	elevado				0.5-1	1-2	2-4	4-8	
4	muy elevado				0.25-0.5	0.5-1	1-2	2-4	
Grupo de accionamiento					1 Am	2 m	3 m	4 m	
Tipo de aparejado					Tamaño				
1/1 2/2	2/1 4/2	4/1 8/2	6/1	8/1					
Capacidad de carga (t)									
0.5	1	2	-	-	-	-	-	-	■
0.63	1.25	2.5	-	-	-	-	-	■	-
0.8	1.6	3.2	-	-	DR 3	-	■	-	■
1	2	4	-	-	-	-	-	■	-
1.25	2.5	5	-	-	-	-	■	-	-
1.6	3.2	6.3	-	-	DR 5	■	-	-	■
2	4	8	12.5	-	-	-	-	■	-
2.5	5	10	16	-	-	-	■	-	-
3.2	6.3	12.5	20	25	DR 10	■	-	-	■
4	8	16	25	32	-	-	-	■	-
5	10	20	32	40	-	-	■	-	-
6.3	12.5	25	40	50	DR 20	■	-	-	-

Tabla 34: Criterios de selección del polipasto.

Tipo	Capacidad de carga	Recorrido del gancho	Velocidad de elevación			Grupo de accionamiento	Capacidad de carga	Recorrido del gancho	Velocidad de elevación		
	t	m	m/min			FEM/ISO	t	m	m/min		
DR 3	2/1						4/1				
	1.6	12 20	12/2	18/3	1-25 *	2m / M5 **	3.2	6 10	6/1	9/1.5	0.5-12.5 *
	1.25					3m / M6 **	2.5				
	1					4m / M7 **	2				
DR 5	2/1						4/1				
	3.2	12 20 30	9/1.5	12/2	0.8-16 *	1Am / M4 **	6.3	6 10 15	4.5/0.8	6/1	0.4-8 *
	2.5		12/2	18/3	1-25 *	2m / M5 **	5		6/1	9/1.5	0.5-12.5 *
	2					3m / M6 **	4				
	1.6					4m / M7 **	3.2				
	4/2										
	3.2	9.9 16.3	9/1.5	12/2	0.8-16 *	1Am / M4 **					
	2.5		12/2	18/3	1-25 *	2m / M5 **					
	2					3m / M6 **					
	1.6					4m / M7 **					
DR 10	2/1						4/1				
	6.3	12 20 30 40	8/1.4	0.4-9 *	1-18 *	1Am / M4 **	12.5	6 10 15 20	4/0.7	0.2-4.5 *	0.5-9 *
	5		10/1.7	1-18 *	1-25 *	2m / M5 **	10		5/0.8	0.5-9 *	0.5-12.5 *
	4					3m / M6 **	8				
	3.2					4m / M7 **	6.3				
	4/2						6/1				
	6.3	5.8 11.35 18.4 25.2	8/1.4	0.4-9 *	1-18 *	1Am / M4 **					
	5		10/1.7	1-18 *	1-25 *	2m / M5 **	16	6.7 13.3	2.7/0.4	0.3-6 *	-
	4					3m / M6 **	12.5				
	3.2					4m / M7 **					
DR 20	2/1						4/1				
	12.5	24 36 54	6/1	12/2	1-16 *	1Am / M4	25	12 18 27	3/0.5 6/1	0.5-5 *	0.5-8 *
	10					2m / M5	20				
	8					3m / M6	16				
	6.3					4m / M7	12.5				
	4/2						6/1				
	12.5	12.3 21.2 33.2	6/1	12/2	1-16 *	1Am / M4	40	12 18 24.7	4/0.7	0.3-3.3 *	0.3-5.3 *
	10					2m / M5	32				
	8					3m / M6	25				
	6.3					4m / M7	20				
	8/2						8/1				
	25	10.3 16.3 23.4	3/0.5 6/1	0.5-5 *	0.5-8 *	1Am / M4	50	9 13.5 18.5	3/0.5	0.3-2.5 *	0.2-4 *
	20					2m / M5	40				
	16					3m / M6	32				
	12.5					4m / M7	25				

* Las cargas de hasta un tercio de la carga nominal se mueven al 1,5 de la velocidad nominal (ProHub)

** La vida útil del reductor es un 20 % superior a la duración a plena carga según ISO/FEM

Tabla 35: Tabla de selección del polipasto DEMAG.

POLIPASTO		
Carro	EK	
Polipasto de cable	DR-Com	
Tamaño	10	
Capacidad de carga	10.000	kg
Ejecución	4/1	
Altura de elevación	11	
Velocidad de elevación (50 Hz)	4/0,7	m/min
Datos técnicos		
Grupo de sollicitación FEM/ISO	1Am	
Capacidad máxima	10000	kg
Altura de elevación	10	m
Peso	611	kg
Motor de elevación	ZBR 132 D 12/2	
Tensión de servicio	400	V
Tensión de mando	48	V
Frecuencia	50	Hz
Grado de protección	IP 55	
Velocidad de elevación principal	4	m/min
Velocidad de elevación de precisión	0,7	m/min
Factor de marcha	20/40	%
Potencia	1,4/8,9	kW
Revoluciones motor de elevación	400/2870	min ⁻¹
Corriente de arranque	1/1	A
Corriente nominal	9,6/18,5	A
cosphi de arranque	1/1	
cosphi nominal	0,54/0,89	
Freno	BR140	
Carro	EK	
Ancho de ala	300	mm
Motor de traslación	1/ZBA 71 B 4	
Convertidor de frecuencia standard	DIC-4-002-C	
Velocidad de traslación mínima	5	m/min
Velocidad de traslación máxima	24	m/min
Factor de marcha	60	%
Número de polos	4	
Corriente de arranque	3,6	A
Corriente nominal	2,4	A
cosphi de arranque	1	
cosphi nominal	1	

Tabla 36: Especificaciones polipasto DEMAG.

3.10.5.2. TOPES FINAL DE CARRERA

Al principio y final de la pluma, se necesitan unos topes para evitar que el polipasto colisione con la estructura de la columna o que salga por el extremo de la pluma.

Estos topes deben de ir provistos de un elemento de material elástico que amortigüe los posibles golpes.

El tope final de carrera más interior ha de colocarse como mínimo a 1 metro de la columna, para este tipo de polipasto seleccionado.

Se debe pintar una marca sobre la pluma para señalar este punto para su correcto montaje.

3.10.5.3. SELECCIÓN DEL CARRIL DE RODADURA

La gran parte de los aparatos de elevación utilizan carriles metálicos. Para nuestro caso se elegirá el carril tipo Llanton, los cuales son carriles ordinarios que se emplean frecuentemente sobre los caminos de rodadura implementados sobre vigas cajón. Se suministran rectangulares, con las esquinas superiores redondeadas o achaflanadas, con superficie bombeada. En la siguiente tabla se muestran las dimensiones y pesos de este tipo de carril.

bh (mm)	50.30	50.40	60.30	60.40
Pesos (daN/m)	11,8	15,7	14,1	18,8

Tabla 37: Dimensiones y pesos de carril tipo Llanton.



Tabla 38: Perfil tipo Llanton.

El carril debe cumplir las siguientes características:

- Permitir una fácil rodadura del elemento rodante.
- Conformar un perfil equilibrado.
- Presentar un valor adecuado de inercia.

Se ha escogido un perfil con bordes redondeados con una anchura de 60 mm y altura de 30 mm.

ANEXO 4: CATÁLOGOS DE LOS FABRICANTES

3.11. GRANDES RODAMIENTOS ROTHE ERDE

A continuación, se muestra un fragmento del catálogo de los rodamientos de grandes dimensiones de la casa Rothe Erde. Para consultarlo en su totalidad se puede hacer accediendo en la siguiente página web:

http://www.rotheisa.es/download/info/GWL_ES.pdf

Diseños constructivos de rodamientos.



Serie KD 210

Unión giratoria de una hilera de bolas
Uniones giratorias con aros perfilados



Los rodamientos correspondientes a la serie KD 210 y pertenecientes a los tipos 21 y 110 se suministran

- sin dentado
- con dentado exterior
- con dentado interior

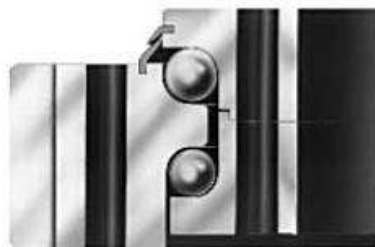
El tipo 13 se suministra
• sin dentado

Campos de aplicación:
por ejemplo, en la construcción de vehículos, en construcciones mecánicas en general.

Para rodamientos con diámetros de montaje similares a los del tipo 21 pero con capacidad de carga superior, véase la serie KD 600 en las páginas 90 y 91.

Serie KD 320

Uniones giratorias de doble hilera de bolas
Uniones giratorias de bolas axiales dobles



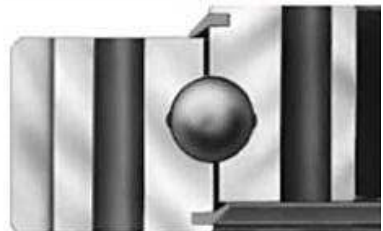
Los rodamientos correspondientes a la serie KD 320 se suministran

- sin dentado
- con dentado exterior
- con dentado interior
- Posición indicada en el plano = posición de montaje

Campos de aplicación:
por ejemplo, en la técnica de elevación, transporte de material, carga y descarga.

Serie KD 600

Uniones giratorias de una hilera de bolas
Uniones giratorias con transmisión de carga por cuatro puntos de contacto



Los rodamientos correspondientes a la serie KD 600 se suministran

- sin dentado
- con dentado exterior
- con dentado interior

Campos de aplicación:
por ejemplo, en la técnica de elevación y transporte de material, así como en construcciones mecánicas en general.

Serie KD 600

Rodamientos normalizados del tipo 625



Rodamientos sin dentado

Número de plano	Paso										Diámetro exterior										Diámetro interior										Alura total										Diámetro círculo taladro exterior										Diámetro círculo taladro interior										Cantidad taladros por círculo										Diámetro de taladro										Medida de tornillo										Cantidad de engranajes										Diámetro										Diámetro										Alura del eje										Alura del eje										Separación entre ejes										Separación entre ejes										Diámetro primitivo										Módulo										Cantidad de dientes										Corona según ISO 5461, Octubre 1976										Alura calada de diente										Alura de diente										Fuerza tangencial admisible normal										Fuerza tangencial máxima										Holgura axial										Holgura radial										Cvmax																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																													
D_k (mm)	Peso (kg)	D_e (mm)	D_i (mm)	H (mm)	L_e (mm)	L_i (mm)	n °	B (mm)	M (mm)	t (mm)	n_1	O (mm)	U (mm)	H_1 (mm)	H_2 (mm)	H_3 (mm)	H_4 (mm)	d (mm)	m (mm)	z	x · m (mm)	k · m (mm)	b (mm)	B_{dN} (kN)	B_{dM} (kN)	axial (mm)	radial (mm)	1	2	3	4	5	6	7																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																																
060.25.0855.500.11.1503	100	955	755	63	915	795	28	22	20	–	4	856	854	54	54	9	9	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–

① holgura axial = holgura de vuelco

Rodamientos con dentado exterior

061.25.0855.500.11.1503	141	997,2	755	80	916	795	28	22	20	40	4	856	854	71	54	26	9	981	9	109	—	-0,9	71	33,23	66,46	≤ 0,3	≤ 0,25	1
061.25.0955.500.11.1503	158	1096,2	855	80	1016	895	30	22	20	40	6	956	954	71	54	26	9	1080	9	120	—	-0,9	71	33,23	66,46	≤ 0,3	≤ 0,25	2
061.25.1055.500.11.1503	172	1198	955	80	1116	995	30	22	20	40	6	1056	1054	71	54	26	9	1180	10	118	—	-1,0	71	36,92	73,84	≤ 0,3	≤ 0,25	3
061.25.1155.500.11.1503	190	1298	1055	80	1216	1095	36	22	20	40	6	1156	1154	71	54	26	9	1280	10	128	—	-1,0	71	36,92	73,84	≤ 0,3	≤ 0,25	4
061.25.1255.500.11.1503	204	1398	1155	80	1316	1195	42	22	20	40	6	1256	1254	71	54	26	9	1380	10	138	—	-1,0	71	36,92	73,84	≤ 0,36	≤ 0,3	5
061.25.1355.500.11.1503	222	1498	1255	80	1416	1295	42	22	20	40	6	1356	1354	71	54	26	9	1480	10	148	—	-1,0	71	36,92	73,84	≤ 0,36	≤ 0,3	6
061.25.1455.500.11.1503	236	1598	1355	80	1516	1395	48	22	20	40	6	1456	1454	71	54	26	9	1580	10	158	—	-1,0	71	36,92	73,84	≤ 0,36	≤ 0,3	7

▲ n° = cantidad de taladros en L_e/L_i

Corona dentada en material normalizado

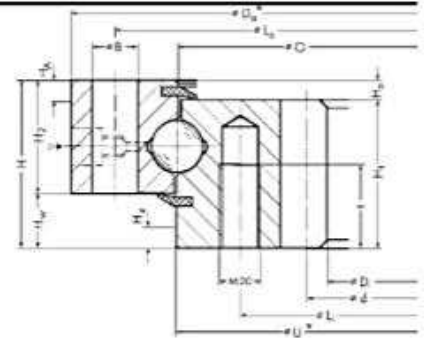
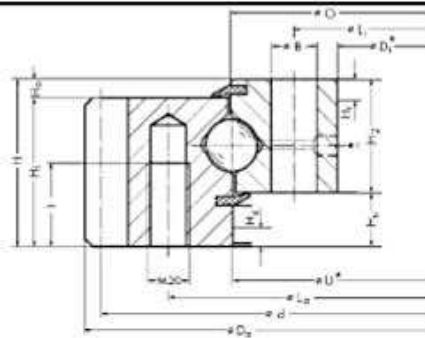
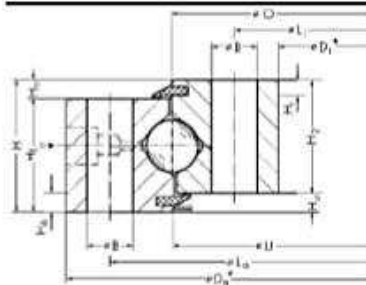
Rodamientos con dentado interior

062.25.0855.500.11.1503	133	955	710	80	915	794	28	22	20	40	4	854	856	71	54	26	9	730	10	73	—	—	71	38,46	76,92	≤ 0,3	≤ 0,25	1
062.25.0955.500.11.1503	150	1055	810	80	1015	894	30	22	20	40	6	954	956	71	54	26	9	830	10	83	—	—	71	38,46	76,92	≤ 0,3	≤ 0,25	2
062.25.1055.500.11.1503	166	1155	910	80	1115	994	30	22	20	40	6	1054	1056	71	54	26	9	930	10	93	—	—	71	38,46	76,92	≤ 0,3	≤ 0,25	3
062.25.1155.500.11.1503	183	1255	1010	80	1215	1094	36	22	20	40	6	1154	1156	71	54	26	9	1030	10	103	—	—	71	38,46	76,92	≤ 0,3	≤ 0,25	4
062.25.1255.500.11.1503	198	1355	1110	80	1315	1194	42	22	20	40	6	1254	1256	71	54	26	9	1130	10	113	—	—	71	38,46	76,92	≤ 0,36	≤ 0,3	5
062.25.1355.500.11.1503	215	1455	1210	80	1415	1294	42	22	20	40	6	1354	1356	71	54	26	9	1230	10	123	—	—	71	38,46	76,92	≤ 0,36	≤ 0,3	6
062.25.1455.500.11.1503	229	1555	1310	80	1515	1394	48	22	20	40	6	1454	1456	71	54	26	9	1330	10	133	—	—	71	38,46	76,92	≤ 0,36	≤ 0,3	7

Corona dentada en material normalizado

Serie KD 600

Rodamientos normalizados del tipo 625



- n_1 = Engrasadores cónicos
AM 10 x 1 DIN 71412
encajados y uniformemente distribuidos
- ▷ = Tapón de llenado y cierre

* Si se desean centrajes, éstos se deberán indicar necesariamente en el momento del pedido.
Los centrajes solo son posibles en los n nominales marcados con *.

Altura del centrage $H_1 = 10 \text{ mm}$
 $H_2 = 10 \text{ mm}$
 $H_3 = 10 \text{ mm}$

Altura del centrage en la estructura de apoyo
 $= H_1 - 1 \text{ mm}$
 $= H_2 - 1 \text{ mm}$
 $= H_3 - 1 \text{ mm}$

Rodamientos sin dentado

centraje	
D_a [mm]	D_i [mm]
953 -0,23	757 +0,23
1053 -0,26	857 +0,23
1153 -0,26	957 +0,23
1253 -0,31	1057 +0,26
1353 -0,31	1157 +0,26
1453 -0,31	1257 +0,26
1553 -0,31	1357 +0,26

Rodamientos con dentado exterior

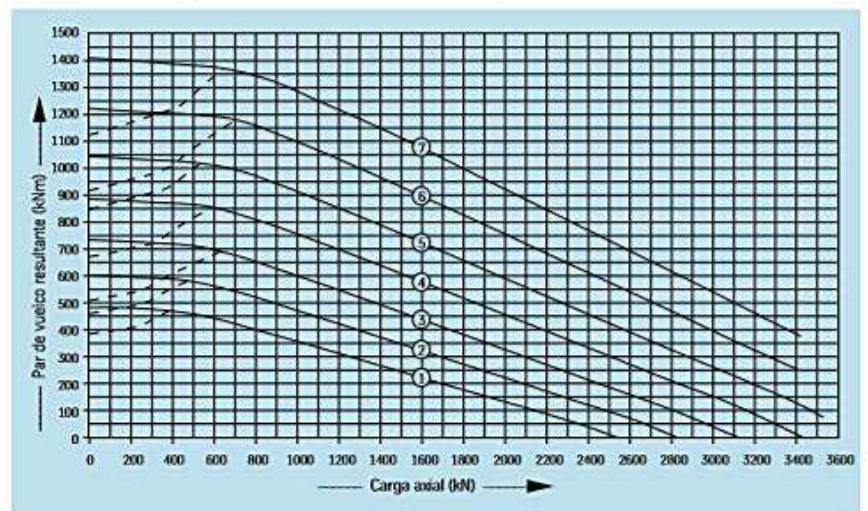
centraje	
D_i [mm]	U [mm]
757 -0,23	855 +0,23
857 -0,23	955 +0,23
957 -0,23	1055 +0,26
1057 -0,26	1155 +0,26
1157 -0,26	1255 +0,31
1257 -0,26	1355 +0,31
1357 -0,26	1455 +0,31

Rodamientos con dentado interior

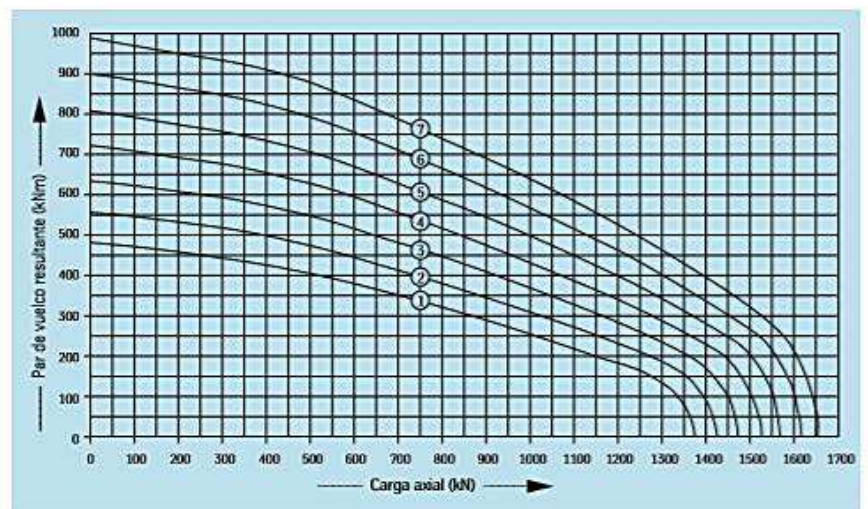
centraje	
D_a [mm]	U [mm]
953 -0,23	855 -0,23
1053 -0,26	955 -0,23
1153 -0,26	1055 -0,26
1253 -0,31	1155 -0,26
1353 -0,31	1255 -0,31
1453 -0,31	1355 -0,31
1553 -0,31	1455 -0,31

Curvas de carga limite estática

----- pista de rodadura --- tornillos



Curvas de vida útil · 30 000 giros





Tornillos de fijación.

Tornillos de fijación

Las curvas de carga límite para los tornillos que se representan en los diagramas estáticos en todos los casos se refieren a la categoría de resistencia 10.9. Se establece como condición previa una longitud de apriete de $5 \cdot d$ y un tensado previo correspondiente al 70% del límite elástico.

En el caso de aquellos rodamientos para los que no se ha reflejado la curva de carga de los tornillos, la totalidad del sector de carga admisible situado por debajo de las curvas de carga límite queda cubierta con tornillos de la categoría de resistencia 10.9.

A efectos de verificación en relación a la curva de carga de los tornillos se toma la carga máxima sin aplicación de factores.

Para las cargas facilitadas se indica en nuestra oferta técnica el número de tornillos, la categoría de resistencia de los mismos y el tensado previo requerido para el rodamiento en cuestión. Siempre que no exista otra indicación, se parte de las siguientes premisas:

- La carga axial F_a actúa por asiento de la misma y no „por suspensión“, es decir, la fuerza axial de servicio F_a procedente de la carga axial no somete a los tornillos a esfuerzos de tracción. Véanse las figuras 4 y 5.
- Los tornillos están distribuidos de forma equidistante sobre los círculos de taladro.
- Las estructuras de apoyo cumplen las condiciones técnicas establecidas por nosotros. Véanse las página 32.
- Tanto el rodamiento de grandes dimensiones como también las estructuras de apoyo son de acero.
- No está previsto el apoyo sobre superficies revestidas con resina fundida solidificada.
- La longitud de apriete de los tornillos l_k es como mínimo de $5 \cdot d$ en aquellos rodamientos que disponen de una sección maciza en los aros y de al menos $3 \cdot d$ en los aros perfilados, como por ejemplo en el caso de la serie de tipos KD 210.
- En la parte de los tornillos sometida a carga debe haber al menos seis hilos de rosca libres.

En el caso de que surjan diferencias respecto a las premisas establecidas se nos deberá consultar.

Con el fin de evitar pérdidas de tensión de pretensado como consecuencia de encogimientos bajo carga, no se deberán sobrepasar los límites de presión superficial indicados en la tabla 3 (ver página 19) en las superficies de asiento de la cabeza del tornillo y de la tuerca ó en el material de las piezas sometidas a tensión.

La categoría de producto y la categoría de resistencia seleccionadas para los tornillos y para las tuercas han de estar garantizadas por parte del suministrador. Se deberá prestar atención a la presencia de las marcas de calidad correspondientes a DIN/ISO.

Se deberá comprobar la perpendicularidad entre la superficie de asiento y el eje de la rosca, tanto en el tornillo como en la tuerca.

En todo momento deberán quedar excluidos errores o defectos en el paso de rosca, que en especial en longitudes de roscado $> 1 \cdot d$ pueden dar lugar a valores erróneos del par de apriete con la consiguiente menor fuerza de pretensado en los tornillos.

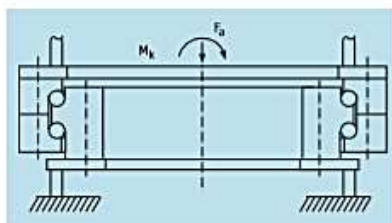


Figura 4: carga axial „asentada“

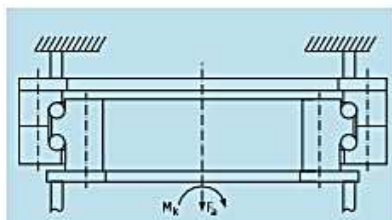


Figura 5: carga axial „suspendida“

Tabla 2: Profundidad mínima de penetración del tornillo en el caso de taladros ciegos para la categoría de tolerancia media (6 H)

Las categorías de tolerancia diferentes requieren las profundidades de penetración de tornillos que les corresponden

Categoría de resistencia del tornillo	d – ø exterior de rosca [mm]			
	8.8	8.8 10.9	10.9 12.9	12.9
Precisión de rosca d/P	< 9	≥ 9 < 9	≥ 9 < 9	≥ 9
St 37	1,0 · d	1,25 · d		
St 50, C 45 N,				
46 Cr 2 N, 46 Cr 4 N	0,9 · d	1,0 · d	1,2 · d	1,4 · d
C 45 V, 46 Cr 4 V,				
42 CrMo 4 V	0,8 · d	0,9 · d	1,0 · d	1,1 · d

P – Paso de la rosca [mm]
hasta M 30 tienen un d/P < 9
> M 30 tienen un d/P ≥ 9



Para tornillos superiores a M 30 no se han indicado pares de apriete en la tabla 4, ya que de acuerdo con nuestra experiencia los valores de fricción presentan una banda de dispersión demasiado fuerte. Para estos tipos de tornillos se deberá utilizar preferentemente un cilindro tensor hidráulico de tornillos, tal como se indica en la página 20.

A la hora del diseño se deberá tener en cuenta una mayor necesidad de espacio para la cabeza del tornillo, para la tuerca y para el útil de apriete.

Determinación aproximada de la compresión superficial debajo de la superficie de asiento de la cabeza y de la tuerca del tornillo.

Es condición que:

$$p = \frac{F_M / 0,9}{A_p} \leq p_c$$

F_M – Fuerza tensora del tornillo seleccionado [N]

A_p – Superficie de asiento de la cabeza del tornillo (o de la tuerca) [mm²]

p_c – compresión superficial límite [N/mm²] para las partes comprimidos

Aquí se deberá tener en cuenta la disminución de la superficie de asiento debido al chafán del taladro y a los rebajes en el hexágono.

$$A_p = \frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2)$$

para $d_h > d_a$

d_h – diámetro del taladro

d_a – diámetro interior de la superficie de asiento de la cabeza del tornillo

d_w – diámetro exterior de la superficie de asiento de la cabeza del tornillo

Momento de apriete

El momento de apriete depende de muchos factores, particularmente del coeficiente de fricción en la rosca, así como en el apoyo de cabeza y tuerca.

Para un coeficiente de fricción medio de $\mu_c = \mu_k = 0,14$ (rosca y superficie de apoyo ligeramente engrasadas) se indica el coeficiente de apriete M_A para el apriete previo, F_M para el atornillador dinamométrico hidráulico. Considerando una dispersión del $\pm 10\%$ está fijado el par de montaje M_A para la llave dinamométrica.

Tabla 3: p_c – compresión superficial límite [N/mm²] para las partes comprimidas

Material	p_c compresión superficial límite
St 37	260 N/mm ²
St 50, C 45 N, 46 Cr 2 N, 46 Cr 4 N	420 N/mm ²
C 45, laminación perfilada (KD 210)	700 N/mm ²
C 45 V, 46 Cr 4 V, 42 CrMo 4 V	700 N/mm ²
GG 25	800 N/mm ²

Si se sobrepasan los valores de compresión superficial límite, se han de prever arandelas de tamaño y resistencia adecuados.

Tabla 4: Fuerzas de tensado y momentos de apriete para tornillos con rosca normal métrica DIN 13, para $\mu_c = \mu_k = 0,14$.

Clase de sujeción según DIN/ISO 898			8.8			10.9			12.9		
Límite de elasticidad $R_{p0,2}$ N/mm ²			640 para \leq M 16 660 para $>$ M 16			940			1100		
rosca métrica ISO DIN 13	área tensionada A_s mm ²	área del núcleo A_3 mm ²	fuerza de tensado F_M N	con atornillador dinamométrico hidráulico o eléctrico M_A Nm	con llave dinamo métrica M_A^* Nm	fuerza de tensado F_M N	con atornillador dinamométrico hidráulico o eléctrico M_A Nm	con llave dinamo métrica M_A^* Nm	fuerza de tensado F_M N	con atornillador dinamométrico hidráulico o eléctrico M_A Nm	con llave dinamo métrica M_A^* Nm
M 12	84,3	76,2	38500	87	78	56000	130	117	66000	150	135
M 14	115	105	53000	140	126	77000	205	184	90000	240	216
M 16	157	144	72000	215	193	106000	310	279	124000	370	333
M 18	193	175	91000	300	270	129000	430	387	151000	510	459
M 20	245	225	117000	430	387	166000	620	558	194000	720	648
M 22	303	282	146000	580	522	208000	830	747	243000	970	873
M 24	353	324	168000	740	666	239000	1060	954	280000	1240	1116
M 27	459	427	221000	1100	990	315000	1550	1395	370000	1850	1665
M 30	561	519	270000	1500	1350	385000	2100	1890	450000	2500	2250
M 33	694	647	335000	a determinar mediante la medición del alargamiento del tornillo		480000	a determinar mediante la medición del alargamiento del tornillo		560000	a determinar mediante la medición del alargamiento del tornillo	
M 36	817	759	395000			560000			660000		
M 39	976	913	475000			670000			790000		
M 42	1120	1045	542000			772000			904000		
M 45	1300	1224	635000			905000			1059000		
M 48	1470	1377	714000			1018000			1191000		
M 52	1760	1652	857000			1221000			1429000		
M 56	2030	1905	989000			1408000			1648000		
M 60	2360	2227	1156000			1647000			1927000		

* = M_A se modifica al variar μ_c ó μ_k

Condiciones de utilización y especificaciones especiales de funcionamiento.



Las indicaciones contenidas en el presente catálogo, se refieren a giros alternativos ocasionales alrededor del eje vertical, o a movimientos de giro lentos.

Naturalmente también es posible aplicar los rodamientos de grandes dimensiones a velocidades de giro que den lugar a velocidades periféricas altas. Para este caso, sin embargo, es necesario verificar específicamente no sólo la adecuación de la pista de rodadura, sino también la del dentado, con objeto de adaptarlos en caso de necesidad a estas condiciones de funcionamiento. Para aplicaciones de este tipo, rogamos se nos indiquen las condiciones de servicio y las exigencias establecidas. Si la aplicación basa en un eje de giro horizontal, será necesario para todos los casos una comprobación por nuestra parte.

Temperatura de servicio

Los rodamientos de grandes dimensiones en ejecución normal son apropiados para trabajar con temperaturas de servicio desde 248° K (-25°C) hasta 333° K (+60°C). Debe utilizarse un lubricante apropiado para cada temperatura de servicio correspondiente. Véanse las indicaciones de la página 40.

Con temperaturas de servicio mas altas o mas bajas y/o diferencias de temperatura existentes entre el aro exterior y el aro interior, rogamos que, para su comprobación, se nos faciliten datos sobre las condiciones existentes. En este caso se deberá tener en cuenta que especialmente se deberán considerar exigencias específicas relativas a las características mecánicas del material de los aros. Así por ejemplo y en el caso de temperaturas bajas, se exige frecuentemente un mínimo valor de resiliencia.

Clasificación y exigencias especiales

Una serie de casos de aplicación, por ejemplo las instalaciones off-shore y las grúas de a bordo, requieren una clasificación adecuada a las condiciones de utilización. Para ello las sociedades de clasificación correspondientes, fijan un catálogo de exigencias, estableciendo la recepción del rodamiento de acuerdo con dicha norma.

Con el fin de que puedan ser tenidas en cuenta estas condiciones desde el mismo momento de elaborar nuestra propuesta técnica, deberán facilitarnos las prescripciones detalladas requeridas.

Juntas

Las juntas que se han previsto para proteger las ranuras existentes entre los aros del rodamiento,

han de evitar la penetración directa de polvo y de partículas de pequeñas dimensiones, así como mantener el reciente relleno de grasa dentro de la ranura del rodamiento. En este sentido han probado su eficacia bajo condiciones de servicio normales desde hace decenas de años.

Si se realiza un reengrase suficiente, su función queda garantizada mientras exista un collarín de grasa fresca uniformemente repartida a lo largo de todo el perímetro.

Como los materiales de las juntas experimentan un envejecimiento como consecuencia de los diferentes factores incidentes del entorno, se deberá proceder al correspondiente mantenimiento de dichas juntas y, eventualmente, dependiendo del estado en que se encuentren, se deberá proceder a su recambio. Controlar cada 6 meses.

Para los casos en que se trabaje en ambientes muy polvorientos, por ejemplo en cargadores y descargadores de carbón y minerales, se requieren juntas especiales. Así por ejemplo, la serie RD 700 está equipada con laberintos de acero adicionales en la ranura superior formada por los aros, lo que ha dado excelentes resultados en instalaciones mineras a cielo abierto. El laberinto de acero protege la junta contra deterioros mecánicos, y se puede desatornillar por segmentos, para la limpieza de la cámara que contiene la grasa.

Los rodamientos montados en grúas de a bordo y en grúas flotantes pueden estar expuestos a salpicaduras y chorros de agua. En estos casos utilizamos una junta especial, tal como se muestra en la figura.

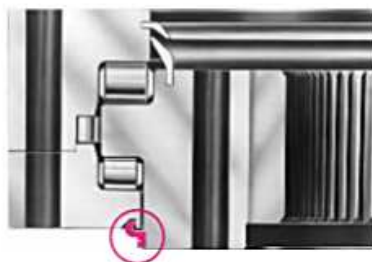


Figura 25

Si fuese necesario incorporar juntas de este tipo, podría derivarse de ello la necesidad de incrementar la altura de diseño del rodamiento. Para estas condiciones de uso, se prefiere la aplicación de rodamientos con dentado interior, ya que así el dentado queda protegido por la estructura que lo rodea.

Pistas de rodadura

Entre los cuerpos de rodadura de las pistas, están situados ciertos elementos distanciadores fabricados en material sintético. En el momento del suministro, los rodamientos están engrasados. Se ha de evitar por todos los medios la posibilidad de introducción de sustancias agresivas al interior de la pista. Las sustancias agresivas modifican las condiciones de lubricación, provocan la corrosión de las pistas y deterioran los elementos distanciadores de material sintético.

Ejecuciones especiales

Aparte de las series de rodamientos que hemos mostrado, también fabricamos rodamientos a medida preparados para el funcionamiento bajo condiciones especiales en lo que se refiere a dimensiones, precisión de giro, holguras y materiales.

Además fabricamos rodamientos dotados de pistas alámbricas. Con este sistema de rodadura, se hace posible utilizar aros de metales no férricos, pudiendo así corresponder a eventuales exigencias de disminución hasta el mínimo del peso, aumento de la resistencia a la corrosión, etc.

Embalaje

Los rodamientos de grandes dimensiones se envuelven normalmente con cintas de embalar o materiales similares. Las superficies exteriores del rodamiento están protegidas contra la corrosión por medio de Tectyl 502 C (sustancia oleaginosa) y la zona de las pistas de rodadura está rellena de grasa que contiene litio. Dependiendo de la modalidad de transporte elegida, se tienen previstos embalajes de diferentes tipos (por ejemplo palets o cajas). El embalaje normal garantiza una suficiente protección para un periodo de almacenamiento de cerca de 1 año, en recintos cerrados y provistos de calefacción.

Si se desea, y previa puesta de acuerdo, también se hará uso de elementos conservantes y de otros embalajes, en caso de requerirse periodos de almacenamiento más prolongados (por ejemplo embalajes de larga duración para un periodo de cinco años).

Medición del desgaste.



A efectos de valorar la situación en que se encuentra el rodamiento recomendamos realizar mediciones del desgaste del rodamiento. El desgaste del sistema de rodadura se manifiesta a través de una modificación del movimiento axial. Según las circunstancias existentes se puede determinar a través de la medición de la holgura de vuelco o a través de mediciones del descenso.

Medición de la holgura de vuelco

En aquellos equipos en los que esto sea posible recomendamos determinar el desgaste existente a través de la medición de la holgura de vuelco. El principio de aplicación de carga para una medición de este tipo está representado.

Con motivo de la puesta en servicio se ha de realizar una primera medición para disponer así de un valor básico comparativo para posteriores mediciones repetitivas.

Proceder al control de los tornillos.

Partiendo de una posición determinada de la pluma se marcan los puntos de medición en el perímetro.

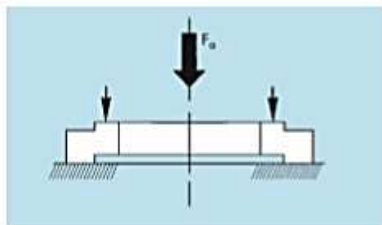


Figura 26: Principio de aplicación de carga para la medición de la holgura de vuelco

La medición se realiza entre la estructura de apoyo inferior y el rodamiento atornillado a la estructura superior.

Con el fin de mantener la influencia de deformaciones elásticas de la estructura de apoyo en el valor mínimo posible se ha de realizar la medición lo más cerca posible del rodamiento. Para la puesta a cero de los relojes de medida, los cuales han de presentar una precisión de medición de 0,01 mm, en primer lugar se ha de generar el par máximo de retrogiro. A continuación se ha de generar un par de giro dirigido hacia el frente, eventualmente levantando una carga. Después de girar la estructura superior se repite la medición en las posiciones de medi-

ción marcadas.

Los valores básicos obtenidos se registran en forma de tabla (Figura 26).

Lo mas tardar cada 12 meses se ha de proceder a una medición repetitiva y siempre bajo las mismas condiciones que se aplicaron en la medición básica.

La diferencia de medidas que se presente frente a las obtenidas en la medición básica nos indica el desgaste que se ha producido entretanto.

En el caso de que los valores de desgaste se incrementen fuertemente se deberán reducir los intervalos entre las mediciones.

Si se sobrepasan los valores de desgaste admisibles (Tablas 9, 10 y 11) les rogamos tomen contacto con Rothe Erde.

Mediciones del descenso

Si no es posible llevar a cabo la medición de la holgura de vuelco recomendamos realizar la medición del descenso. Aquí el centro de gravedad resultante de las combinaciones de car-

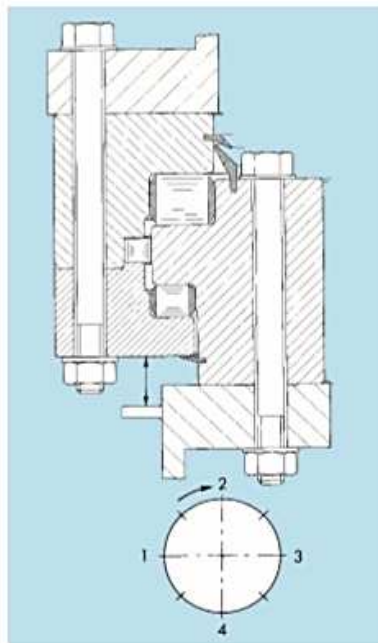


Figura 27: Principio de aplicación de carga para la medición del descenso

gas se encuentra situado en el interior del diámetro del círculo de rodadura del rodamiento. El principio de aplicación de carga está representado en la figura 28.

También en el caso de la medición del descenso se ha de determinar ya un valor básico en el momento de la puesta en servicio del equipo.

Proceder al control de los tornillos.

Partiendo de una posición determinada de la pluma se marcan los puntos de medición en el perímetro.

La medición se realiza entre la estructura de apoyo inferior y el aro del rodamiento que está atornillado a la estructura superior.

Los valores obtenidos en la medición se registran en forma de tabla y se contrastan con la medición básica (Figura 28).

Medición	Medición básica	Medición de control
Punto de medida 1		
Punto de medida 2		
Punto de medida 3		
Punto de medida 4		
Controlador		
Firma		
Fecha		

Figura 28: Registro de valores de medición en la medición de descenso

La medición del descenso se debería repetir en espacios de tiempo de como máximo 12 meses y siempre bajo las mismas condiciones. En caso de desgaste fuerte se deberán reducir los intervalos de tiempo entre las mediciones.

Si la diferencia frente a los valores de la medición básica sobrepasase los valores máximos indicados en las tablas 9 a 11 rogamos se pongan en contacto con Rothe Erde.

Incremento máximo admisible de las holguras del rodamiento

Tabla 9: Uniones giratorias de dos hileras de bolas (Serie KD 320)

Diámetro de pista de rodadura hasta mm	Diámetro de bola mm										
	18	20	22	25	30	35	40	45	50	60	70
	valores de desgaste admisibles hasta mm										
1000	1,8	1,8	1,9	1,9	2,0	2,1	2,5	2,8			
1250	1,9	1,9	2,0	2,0	2,1	2,2	2,6	2,9	3,4	3,6	
1500		2,0	2,1	2,1	2,2	2,3	2,7	3,0	3,5	3,7	
1750			2,2	2,2	2,3	2,4	2,8	3,1	3,6	3,8	4,0
2000				2,3	2,4	2,5	2,9	3,2	3,7	3,9	4,1
2250					2,5	2,6	3,0	3,3	3,8	4,0	4,2
2500						2,7	3,1	3,4	3,9	4,1	4,3
2750						2,8	3,2	3,5	4,0	4,2	4,4
3000							3,3	3,6	4,1	4,3	4,5
3250							3,4	3,7	4,2	4,4	4,6
3500							3,5	3,8	4,3	4,5	4,7
3750							3,6	3,9	4,4	4,6	4,8
4000								4,0	4,5	4,7	5,0
4500								4,2	4,7	4,9	5,2
5000									4,9	5,1	5,4
5500									5,1	5,3	5,5
6000									5,3	5,5	5,7
6500										5,7	5,9
7000										5,9	6,1
7500											6,3
8000											6,5

Tabla 10: Uniones giratorias dobles con transmisión de carga por cuatro puntos de contacto y la serie de tipos KD 210

Diámetro de pista de rodadura hasta mm	Diámetro de bola mm										
	20	22	25	30	35	40	45	50	60	70	
	valores de desgaste admisibles hasta mm										
1000	1,4	1,4	1,4	1,5	1,7	1,9	2,1	2,5			
1250		1,5	1,5	1,6	1,7	2,0	2,2	2,6	2,7		
1500			1,6	1,7	1,7	2,0	2,3	2,6	2,8		
1750				1,7	1,8	2,1	2,3	2,7	2,9	3,0	
2000				1,8	1,9	2,2	2,4	2,8	2,9	3,1	
2250					2,0	2,3	2,5	2,9	3,0	3,2	
2500					2,0	2,3	2,6	2,9	3,1	3,2	
2750						2,4	2,6	3,0	3,2	3,3	
3000						2,5	2,7	3,1	3,2	3,4	
3250						2,6	2,8	3,2	3,3	3,5	
3500							2,9	3,2	3,4	3,5	
3750							3,0	3,3	3,5	3,6	
4000								3,3	3,6	3,7	
4500								3,5	3,8	3,9	
5000								3,7	4,0	4,1	
5500								3,9	4,2	4,3	
6000								4,1	4,5	4,6	
6500									4,6	4,7	
7000									4,8	4,9	
7500										5,1	
8000										5,3	

Tabla 11: Uniones giratorias de rodillos

Diámetro de pista de rodadura hasta mm	Diámetro de rodillos mm													
	16	20	25	28	32	36	40	45	50	60	70	80	90	100
	valores de desgaste admisibles hasta mm													
400	0.20	0.22	0.24											
500	0.20	0.22	0.24	0.26	0.28	0.31								
630	0.25	0.27	0.29	0.31	0.33	0.36	0.38							
800	0.25	0.27	0.29	0.31	0.33	0.36	0.38							
1000	0.30	0.32	0.34	0.36	0.38	0.41	0.43	0.46						
1250	0.40	0.42	0.44	0.46	0.48	0.51	0.53	0.56	0.60					
1500	0.50	0.52	0.54	0.56	0.58	0.61	0.63	0.66	0.70					
2000		0.62	0.64	0.66	0.68	0.71	0.73	0.76	0.80	0.90	1.10	1.10		
2500			0.74	0.76	0.78	0.81	0.83	0.86	0.90	1.00	1.10	1.21	1.33	
3150				0.86	0.88	0.91	0.93	0.96	1.00	1.10	1.20	1.32	1.45	1.60
4000					0.98	1.01	1.03	1.06	1.10	1.20	1.30	1.43	1.57	1.75
5000						1.11	1.13	1.16	1.20	1.30	1.40	1.54	1.69	1.90
6000						1.21	1.23	1.26	1.30	1.40	1.50	1.65	1.81	2.05
7000								1.36	1.40	1.50	1.60	1.76	1.93	2.20
8000										1.60	1.70	1.87	2.05	2.35

Nota: Para casos especiales de aplicación (previa consulta a Rothe Erde) no son admisibles estos aumentos de holgura en los rodamientos, por ejemplo, rodamientos de grandes dimensiones en vehículos rodantes, 50 % de los valores arriba indicados.

Montaje, engrase, mantenimiento.



Transporte y almacenamiento

Igual que cualquier otro elemento que forme parte de una máquina, también el rodamiento de grandes dimensiones requiere un manejo cuidadoso. Tanto el transporte como el almacenamiento se deben llevar a cabo exclusivamente con el rodamiento en posición horizontal. Si el transporte hubiese que realizarlo con el rodamiento en posición vertical, se deberá asegurar que quede garantizada la rigidez interior utilizando para ello una cruceta de transporte. Todo golpe ha de evitarse, especialmente en sentido radial.

Estado en que se suministra el rodamiento (salvo que existan normas especiales)

Sistema de rodadura

Está lubricado con una de las grasas de calidad indicadas.

Dentado

No está lubricado. El tratamiento es el mismo que en el resto de la superficies exteriores.

Superficies exteriores

Tectyl 502-C-EH. Limpiar con disolvente como por ejemplo "Shell Calina 2306"

Almacenamiento

Después de un largo tiempo de almacenamiento de la corona giratoria pueden aparecer aumentos de la resistencia al giro a consecuencia de la succión de la falda obturadora. Levantando ligeramente y con cuidado todo el contorno con un objeto romo y girando la corona giratoria varias veces 360° a la izquierda y a la derecha, suele reducirse la resistencia al giro al valor normal.

Montaje

Es premisa una superficie plana de apoyo libre de aceite y grasa. Los aros superiores e inferiores deben estar bien ajustados. Rothe Erde recomienda que se examinen las superficies de apoyo con un aparato de nivelación o de laser. Sólo en casos excepcionales debe realizarse la medición mediante calibrador palpador en rodamientos de hasta Ø 2,5 (con una sección correspondientemente grande).

Con el método de medición con calibrador palpador se recomienda que después de la primera medición se desplace el rodamiento en 90° y se repita la medición.

Tabla 12

Diámetro de rosca/ tornillo	Diámetro del taladro mm	Momentos de apriete Nm en tornillos de la clase de $\mu_0 = \mu_k = 0,14$			
		para destornillador hidráulico M_d	para llave M_s	para destornillador hidráulico $M_{d,r}$	para llave $M_{s,r}$
	DIN/ISO 273	8.8	8.8	10.9	10.9
M 12	14	87	78	130	117
M 14	16	140	126	205	184
M 16	17,5	215	193	310	279
M 18	20	300	270	430	387
M 20	22	430	387	620	558
M 24	26	740	666	1060	954
M 27	30	1100	990	1550	1395
M 30	33	1500	1350	2100	1890
		Grado 5	Grado 5	Grado 8	Grado 8
UNC ¾"-11	18	200	180	286	260
UNC ¾"-10	21	352	320	506	460
UNC ¾"- 9	25	572	520	803	730
UNC 1"- 8	27,5	855	770	1210	1100
UNC 1¼"- 7	32	1068	970	1716	1560
UNC 1½"- 7	35	1507	1370	2410	2190
		Grado 5	Grado 5	Grado 8	Grado 8
UNF ¾"-18	18	230	210	320	290
UNF ¾"-16	21	396	360	560	510
UNF ¾"-14	25	638	580	902	820
UNF 1"-12	27,5	946	860	1330	1210
UNF 1¼"-12	32	1210	1100	1936	1760
UNF 1½"-12	35	1672	1520	2685	2440

Es necesaria una mecanización de las superficies de apoyo como última fase de fabricación (después de la soldadura). Hay que eliminar perlas de soldadura, formación de rebabas, manchas de color excesivamente fuertes y otras irregularidades.

La desviación máxima de planitud incluyendo la desviación angular „P“ (mm) de la superficie de asiento superior e inferior no deberá sobrepasar los valores reflejados en la tabla 8, indicados en cada caso para los diferentes modelos constructivos y diámetros de rodadura "DL" del rodamiento de grandes dimensiones. En lo que respecta a la desviación angular de las superficies de asiento mecanizadas, los valores indicados en la tabla se han de referir a 100 mm de anchura de asiento.

Para evitar mayores desviaciones y aparición de valores punta en sectores pequeños se deberá tener en cuenta que una posible desviación en el sector de 0° – 90° – 180° solo debe incrementarse o reducirse de modo uniforme. Antes de procederse al montaje se ha de verificar que el rodamiento gira fácilmente, haciendo girar 2 veces el rodamiento no atornillado.

Si se sobrepasan los valores de planitud, incluida la inclinación admitidas, recomendamos una mecanización de las superficies de asiento.



En los rodamientos de las series estandarizadas KD 320, RD 700 y RD 900 la posición de montaje ha de corresponder a la posición indicada en el plano.

Las superficies de asiento superior e inferior del rodamiento de grandes dimensiones, así como el dentado, se deberán limpiar para eliminar las sustancias conservantes. Tiene mucha importancia cuidar que no se produzca contacto de disolventes con las juntas, y que el disolvente no penetre en las pistas de rodadura. El dentado no se deberá limpiar en caso de que esté engrasado.

Tolerancias de diámetros

Diámetros mecanizados por arranque de viruta, acotados sin tolerancia, tendrán los rangos siguientes:

≤ 315 mm	± 1,6 mm
≤ 1000 mm	± 2,5 mm
≤ 2000 mm	± 3,5 mm
≤ 4000 mm	± 5,0 mm
≤ 6300 mm	± 7,0 mm
≤ 10000 mm	± 10,0 mm

Los engrasadores deben estar todos perfectamente accesibles. Eventualmente se deberán prever tubos de lubricación para que sea posible una lubricación posterior a través de todas las conexiones de engrasado. Recomendamos instalaciones automáticas centralizadas de lubricación.

Zona no templada

La zona que queda sin templar, situada entre el punto de comienzo y el de final del temple de la pista, está marcada con una „S“ (placa de características o tapón de llenado) en el diámetro interior o exterior de cada aro del rodamiento. En el aro dentado, la zona no templada queda indicada por la marca correspondiente en la superficie axial. En el aro que esté sometido a carga puntual, la zona no templada „S“ deberá quedar situada fuera de la zona de incidencia principal de cargas.

Si se conoce el sector operativo principal del correspondiente caso de aplicación se deberá posicionar la zona no templada incluso también del aro de carga perimetral fuera de la zona de máxima carga.

Dentado

En el punto de mayor desviación del círculo primitivo respecto a la forma circular (marcado

con tres dientes de color verde) se procede al ajuste del juego de flancos, el cual, como mínimo, ha de ser de 0,03 veces el módulo. Después de que se hayan apretado definitivamente los tornillos de fijación del rodamiento, se deberá comprobar de nuevo el juego entre flancos a lo largo de la totalidad del perímetro. En el piñón se ha de prever un redondeado de los cantos de la cabeza de los dientes y un redondeo de los flancos de la cabeza del diente (ver pág. 26).

Es muy necesario verificar si coinciden perfectamente los taladros de fijación del rodamiento con los taladros correspondientes de la construcción de apoyo. En caso contrario, el rodamiento podría quedar sometido fácilmente a tensiones. Los taladros pasantes han de corresponder a la norma DIN ISO 273, serie intermedia (véase la tabla 12).

Tornillos de fijación y tuercas

(sin tratamiento superficial) normales dentro de la categoría de resistencia 10.9 según DIN 267. Cumplir estrictamente con la cantidad y el diámetro previstos. Apretar los tornillos situados en cruz cuidadosamente hasta alcanzar los valores prescritos. La tabla 12 muestra algunos valores de referencia.

La compresión superficial debajo de la cabeza del tornillo o debajo de la tuerca no deberá superar los valores límite admisibles. En caso de sobrepasarse la presión superficial límite se han de prever arandelas (sin tratamiento superficial). La longitud mínima de tornillo ha de quedar garantizada. Si se utiliza un aparato de pretensado hidráulico se deberán colocar las arandelas correspondientes (ver la pág. 20).

La determinación de los momentos de apriete no sólo depende de la clase de resistencia de los tornillos y del procedimiento de apriete, sino depende también de la fricción en la rosca y en la superficie de apoyo de la cabeza de tornillo/tuerca. Los pares de apriete indicados en la tabla son valores orientativos que se refieren a roscas y superficies de asiento ligeramente engrasadas. Las roscas secas necesitan pares de apriete superiores, mientras las roscas fuertemente engrasadas requieren pares de apriete más pequeños. Por esta razón los valores pueden oscilar considerablemente. Esto rige especialmente para roscas de tamaño superior a M 30 o 1 1/4". A partir de ese tamaño recomendamos el uso de dispositivos hidráulicos de tensado.

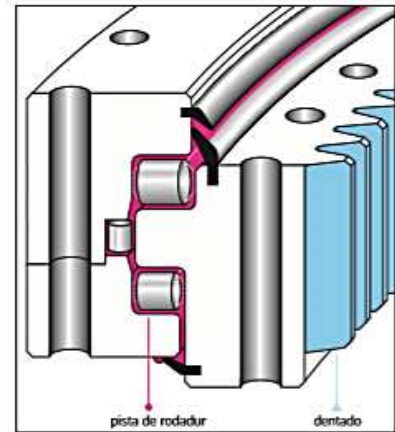


Figura 29

Tanto la fijación por medio de soldadura de los rodamientos de gran dimensión como la realización de trabajos de soldadura en el entorno de los rodamientos es inadmisibles, ya que por el calentamiento se pueden producir deformaciones. Cualquier excepción a esta norma necesita un previo acuerdo con nosotros.

Engrase y mantenimiento

El primer reengrase del sistema de rodadura y el engrase del dentado deberán efectuarse inmediatamente después del montaje del rodamiento. Para ello y para cualquier engrase posterior se deberán utilizar los lubricantes indicados en la tabla 13. En el caso de estas grasas para pistas de rodadura se trata exclusivamente de grasas del tipo KP 2 K, es decir, de grasas minerales saponificadas con litio, correspondientes a la clase NLGI-2, con aditivos EP. Los lubricantes indicados en la tabla 13 para la pista de rodadura pueden mezclarse entre sí.

El orden en que se han relacionado los lubricantes que contiene la tabla, no supone ningún tipo de indicación respecto a la calidad de los mismos.

El objetivo de rellenar con grasa es disminuir el rozamiento, además de hermetizar y proteger contra fenómenos de corrosión. Por ello siempre se deberá inyectar grasa en cantidad suficiente para que en todo el perímetro de la ranura entre aros y en las juntas, se forme un collarín de grasa fresca. Durante la operación de reengrase, se deberá girar el rodamiento.



Lubricantes

Las cuestiones específicas referidas a los lubricantes se deberán aclarar con el fabricante de materiales lubricantes. Las grasas indicadas en la tabla 13 están aprobadas para nuestros rodamientos de grandes dimensiones y se ha verificado su compatibilidad con los materiales utilizados por nosotros para los elementos distanciadores y para las juntas de estanqueidad. Cualquier verificación por nuestra parte de otros tipos de grasas solamente se podrá efectuar en relación al enjuiciamiento de la agresividad de esta grasa con respecto a las piezas de material sintético empleadas por nosotros (distanciadores y juntas). Por ello el usuario, si aplica otros lubricantes distintos, deberá solicitar del fabricante o del suministrador del lubricante la confirmación de que la grasa seleccionada por él es apropiada para el caso de aplicación previsto y que en lo que a sus cualidades se refiere corresponde como mínimo a las exigencias indicadas para las grasas relacionadas en nuestra tabla. Debe quedar garantizado que el lubricante no presente variación en su composición en suministros posteriores. En caso de que se utilicen instalaciones automáticas de engrase, el fabricante del lubricante deberá confirmar su operatividad para este sistema.

La aplicación a temperaturas criogénicas requiere lubricantes especiales.

Forma parte de la misión del personal de mantenimiento el determinar las cantidades individuales necesarias mediante un control específico de la situación de engrase de las pistas de rodadura y del dentado.

Periodos de engrase para el sistema de Rodadura

Los periodos de engrase para el sistema de rodadura se determinan de acuerdo con las condiciones de servicio. En caso de parámetros de requerimientos especiales se consultará con Rothe Erde. Por regla general cada 100 horas de servicio. Los rodamientos de rodillos cada 50 horas de servicio. Intervalos de engrase más cortos: en zonas tropicales, allí donde hay mucha acción de polvo y de suciedad, fuertes cambios de temperatura, así como con un movimiento giratorio continuo.

Para alojamientos de bogies de vehículos de vía y de carretera, así como rodamientos para instalaciones de energía eólica, rigen normas especiales.

En el caso de que entre el montaje del rodamiento y la puesta en marcha del equipo se presenten prolongados periodos de estar fuera de servicio la instalación, se deberá proceder a los correspondientes trabajos de mantenimiento, como por ejemplo el reengrase con giro del equipo lo mas tardar después de 3 meses y en etapas posteriores de 3 meses. Antes y después de transcurrir periodos prolongados de puesta fuera de servicio del aparato o de la máquina, es imprescindible realizar un reengrase. Lo dicho rige especialmente en periodos de parada invernales. Cuando se proceda a la limpieza del equipo se deberá cuidar que ningún detergente deteriore las juntas de estanqueidad o penetre en las pistas de rodadura. Controlar las juntas de estanqueidad cada 6 meses.

Periodos de engrase para el dentado

Recomendamos un engrase automático del dentado. En el caso de engrase manual se deberá engrasar abundantemente antes de la puesta en funcionamiento el dentado y el piñón con una grasa especial para dentados de las que se indican en la tabla 13. Recomendamos que se proceda a un engrase semanal del dentado. El dentado siempre tiene que disponer de una película de grasa suficiente.

Comprobación de los tornillos

Hay que garantizar, que para toda la vida en servicio de la corona giratoria se mantenga una tensión previa suficientemente grande. En virtud de la experiencia que se tiene en la práctica, y con el fin de compensar los fenómenos de asiento, se recomienda volver a apretar los tornillos con el momento de apriete necesario.

Comprobación del sistema de rodadura

Los rodamientos de grandes dimensiones se suministran con unos valores de holgura del rodamiento que garantizan unas buenas condiciones de funcionamiento. Recomendamos realizar una primera medición en el momento de la puesta en funcionamiento. Después de un tiempo de servicio prolongado se incrementan las holguras del rodamiento debido al uso. Por ello es necesario que este movimiento axial o este asentamiento sea controlado cuando transcurran determinados periodos de tiempo (Ver. Pag. 36 ó soliciten información de nosotros).

Tabla 13

	Aralub HLP 2	243 K hasta 393 K (-30° C hasta +120° C)
	Aralub MKA-Z 1	248 K hasta 453 K (-25° C hasta +180° C)
	Energrease LS-EP 2	253 K hasta 403 K (-20° C hasta +130° C)
	Energrease LC 2	243 K hasta 413 K (-30° C hasta +140° C)
	Spheerol EPL 2	253 K hasta 393 K (-20° C hasta +120° C)
	Castrol LMX	253 K hasta 393 K (-20° C hasta +120° C)
	Multis EP 2	248 K hasta 393 K (-25° C hasta +120° C)
	Ceran AD	248 K hasta 423 K (-25° C hasta +150° C)
	BEACON EP 2	253 K hasta 393 K (-20° C hasta +120° C)
	Multi-Purpose Grease (Moly)	253 K hasta 403 K (-20° C hasta +130° C)
	CENTOPLEX EP 2	253 K hasta 403 K (-20° C hasta +130° C)
	GRAFLOSCON C-SG 0 ultra	243 K hasta 473 K (-30° C hasta +200° C)
	Mobilux EP 2	253 K hasta 393 K (-20° C hasta +120° C)
	Mobilgear OGL 461	253 K hasta 393 K (-20° C hasta +120° C)
	Lagermeister EP 2	253 K hasta 403 K (-20° C hasta +130° C)
	Ceplattyn KG 10 HMF	263 K hasta 413 K (-10° C hasta +140° C)
	Alvania EP (LF) 2	248 K hasta 403 K (-25° C hasta +130° C)
	Malleus OGH	263 K hasta 473 K (-10° C hasta +200° C)

Eliminación tras final de utilización



Desmontar el rodamiento después de finalizada su utilización, eliminando grasa, juntas y piezas de plástico según las líneas directrices válidas de reciclaje. Los aros de rodamiento y elementos de rodadura hay que adjudicarlos de acuerdo al aprovechamiento de material (material recycling).



3.12. REDUCTORES BONFIGLIOLI

A continuación, se muestra un fragmento del catálogo de los reductores de la casa Bonglioli. Para consultarlo en su totalidad se puede hacer accediendo en la siguiente página web:

https://www.bonfiglioli.com/media/filer_public/2d/02/2d025a5d-32f0-4de0-abd4-1258eaf93dd5/br_cat_300ind_std_spa_r01_1.pdf

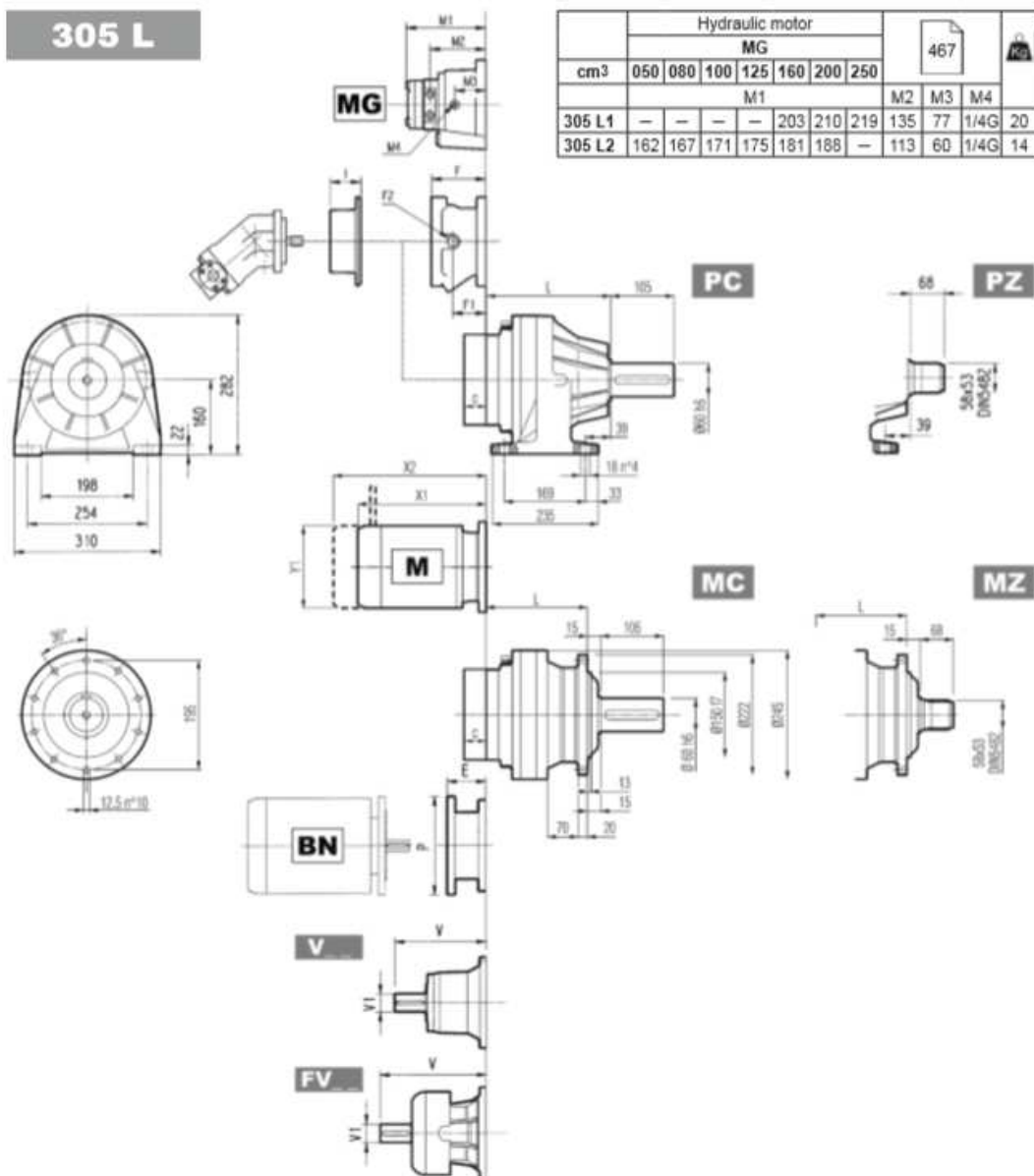


304 L							3960 Nm						
n_1 min ⁻¹		i	n_2 min ⁻¹	M_{n2} Nm	P_{n1} kW	P_t kW	P (IEC) 	R_{n2} [N]					M_2 max Nm
								MC	MZ	HC/PC	HZ/PZ	FZ	
500	304 L4	702	0.71	3000	0.25	12.0	71-80-90-100-112-132-160	36000	42000	64000	74000	24000	7300
	304 L4	816	0.61	3960	0.29	12.0	71-80-90-100-112-132-160	36000	42000	64000	74000	24000	7300
	304 L4	1018	0.49	3960	0.23	12.0	71-80-90-100-112-132-160	36000	42000	64000	74000	24000	7300
	304 L4	1164	0.43	3000	0.15	12.0	71-80-90-100-112-132-160	36000	42000	64000	74000	24000	7300
	304 L4	1271	0.39	3960	0.18	12.0	71-80-90-100-112-132-160	36000	42000	64000	74000	24000	7300
	304 L4	1344	0.37	3710	0.16	12.0	71-80-90-100-112-132-160	36000	42000	64000	74000	24000	7300
	304 L4	1586	0.32	3960	0.15	12.0	71-80-90-100-112-132-160	36000	42000	64000	74000	24000	7300
	304 L4	1815	0.28	3000	0.10	12.0	71-80-90-100-112-132-160	36000	42000	64000	74000	24000	7300
	304 L4	1991	0.25	3740	0.11	12.0	71-80-90-100-112-132-160	36000	42000	64000	74000	24000	7300
	304 L4	2269	0.22	3000	0.08	12.0	71-80-90-100-112-132-160	36000	42000	64000	74000	24000	7300
	304 L4	2453	0.20	3000	0.07	12.0	71-80-90-100-112-132-160	36000	42000	64000	74000	24000	7300


305 L							5800 Nm						
n_1 min ⁻¹		i	n_2 min ⁻¹	M_{n2} Nm	P_{n1} kW	P_t kW	P (IEC) 	R_{n2} [N]					M_2 max Nm
								MC	MZ	HC/PC	HZ/PZ	FZ	
1500	305 L1	3.60	417	2370	60	13.0	132-160-180-200	5010	5780	10300	12300	3210	8800
	305 L1	4.25	353	2460	60	13.0	132-160-180-200	5290	6110	10800	13000	3400	8800
	305 L1	5.33	281	2560	60	13.0	132-160-180-200	5710	6590	11500	13900	3680	8800
	305 L1	6.20	242	2650	60	13.0	132-160-180-200	6000	6930	12100	14500	3850	8800
	305 L1	7.50	200	2270	49	13.0	132-160-180-200	6400	7390	12800	15400	4100	8800
	305 L2	12.5	120	2990	30	9.0	71-80-90-100-112-132-160	7590	8780	14900	17900	4870	8800
	305 L2	15.3	98	3080	30	9.0	71-80-90-100-112-132-160	8120	9380	15800	19100	5210	8800
	305 L2	18.1	83	3820	30	9.0	71-80-90-100-112-132-160	8580	9910	16800	20000	5510	8800
	305 L2	20.8	72	3250	26	9.0	71-80-90-100-112-132-160	8980	10400	17300	20600	5760	8800
	305 L2	22.7	66	3940	29	9.0	71-80-90-100-112-132-160	9280	10700	17800	21400	5940	8800
	305 L2	24.5	61	3830	28	9.0	71-80-90-100-112-132-160	9490	11000	18200	21900	6090	8800
	305 L2	26.4	57	3530	22	9.0	71-80-90-100-112-132-160	9740	11200	18600	22400	6250	8800
	305 L2	30.8	49	4280	23	9.0	71-80-90-100-112-132-160	10200	11800	19500	23500	6570	8800
	305 L2	35.8	42	3560	16.6	9.0	71-80-90-100-112-132-160	10800	12400	20400	24600	6910	8800
	305 L2	38.4	39	4300	18.7	9.0	71-80-90-100-112-132-160	11000	12700	20900	25100	7070	8800
	305 L2	44.6	34	3560	13.3	9.0	71-80-90-100-112-132-160	11800	13400	21800	26300	7440	8800
	305 L2	55.8	26.9	3540	10.6	9.0	71-80-90-100-112-132-160	12500	14400	23300	28100	8010	8800
	305 L3	53.4	28.1	4000	12.9	7.5	71-80-90-100-112-132-160	12300	14200	23000	27700	7900	8800
	305 L3	63.1	23.8	4720	12.9	7.5	71-80-90-100-112-132-160	13000	15000	24200	29100	8340	8800
	305 L3	72.3	20.8	4160	9.9	7.5	71-80-90-100-112-132-160	13600	15700	25200	30300	8730	8800
	305 L3	77.2	19.4	4820	10.7	7.5	71-80-90-100-112-132-160	13900	16100	25700	30600	8930	8800
	305 L3	90.2	16.6	4260	8.1	7.5	71-80-90-100-112-132-160	14700	16900	26900	32400	9400	8800
	305 L3	105	14.4	5030	8.3	7.5	71-80-90-100-112-132-160	15400	17800	28200	33600	9880	8800
	305 L3	113	13.3	3590	5.5	7.5	71-80-90-100-112-132-160	15800	18200	28800	34700	10100	8800
	305 L3	124	12.1	3560	5.0	7.5	71-80-90-100-112-132-160	16300	18800	29700	35700	10500	8800
	305 L3	141	10.6	5180	6.3	7.5	71-80-90-100-112-132-160	17000	19700	30800	37100	10900	8800
	305 L3	152	9.8	3800	4.1	7.5	71-80-90-100-112-132-160	17500	20200	31500	37900	11200	8800
	305 L3	164	9.2	4410	4.6	7.5	71-80-90-100-112-132-160	17900	20600	32200	38800	11500	8800
	305 L3	178	8.5	4420	4.3	7.5	71-80-90-100-112-132-160	18400	21200	33000	39700	11800	8800
	305 L3	190	7.9	3800	3.3	7.5	71-80-90-100-112-132-160	18800	21700	33700	40600	12100	8800
	305 L3	220	6.8	4750	3.7	7.5	71-80-90-100-112-132-160	19700	22800	35200	42400	12700	8800
	305 L3	258	5.8	3800	2.4	7.5	71-80-90-100-112-132-160	20800	24000	36900	44400	13300	8800
	305 L3	276	5.4	4460	2.8	7.5	71-80-90-100-112-132-160	21300	24600	37700	45400	13700	8800
	305 L3	321	4.7	3840	1.9	7.5	71-80-90-100-112-132-160	22400	25800	39400	47500	14400	8800
	305 L3	389	3.9	3170	1.4	7.5	71-80-90-100-112-132-160	23900	27500	41800	50300	15300	8800
	305 L3	402	3.7	3780	1.6	7.5	71-80-90-100-112-132-160	24100	27800	42200	50700	15500	8800
	305 L4	413	3.6	4720	2.0	6.0	71-80-90-100-112-132-160	24300	28100	42500	51200	15600	8800
	305 L4	446	3.4	5490	2.2	6.0	71-80-90-100-112-132-160	25000	28800	43500	52400	16000	8800
	305 L4	492	3.0	5340	1.9	6.0	71-80-90-100-112-132-160	25800	29800	44800	53900	16600	8800
	305 L4	556	2.7	5500	1.8	6.0	71-80-90-100-112-132-160	26900	31000	46500	55600	17200	8800
	305 L4	649	2.3	4510	1.2	6.0	71-80-90-100-112-132-160	28300	32700	48700	58600	18200	8800
	305 L4	718	2.1	4130	1.0	6.0	71-80-90-100-112-132-160	29300	33800	50200	60400	18800	8800
	305 L4	816	1.8	5410	1.2	6.0	71-80-90-100-112-132-160	30500	35300	52200	62800	19600	8800














305 L



Hydraulic motor										
MG										
cm ³	050	080	100	125	160	200	250	467		
M1								M2	M3	M4
305 L1	—	—	—	—	203	210	219	135	77	1/4G
305 L2	162	167	171	175	181	188	—	113	60	1/4G

	L															
	MC - MZ		PC - PZ		HC - HZ		FP - FZ - FDK		MC - MZ		PC - PZ		HC - HZ		FP - FZ - FDK	
305 L1	143		183		168		143		36		45		40		36	
305 L2	208		248		233		208		43		52		47		43	
305 L3	261		301		286		261		47		56		51		47	
305 L4	314		354		339		314		51		60		55		51	

																										
	V	V1		V	V1		V	V1		V	V1		C	Input	I	F	F1	F2	Type	Input						
305 L1	239	48	15	—	—	—	276	48	17	—	—	—	37	A		145	95	1/4 G	5	A	16					
305 L2	137.5	24	6	158	38	7	—	—	—	—	—	37	A	105		65	1/4 G	4	A	10						
305 L3	137.5	24	6	158	38	7	—	—	—	—	—	37	A	105		65	1/4 G	4	A	10						
305 L4	137.5	24	6	158	38	7	—	—	—	—	—	37	A	105		65	1/4 G	4	A	10						

[illegible]

	P71		P80		P90		P100		P112		P132		P160		P180		P200	
	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P	E	P
305 L1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	114	300	144	350	144	350	174	400
305 L2	65	160	84	200	84	200	94	250	94	250	114	300	144	350	—	—	—	—
305 L3	65	160	84	200	84	200	94	250	94	250	114	300	144	350	—	—	—	—
305 L4	65	160	84	200	84	200	94	250	94	250	114	300	144	350	—	—	—	—

	S1 + M1			S2 + M2S			S3 + M3S			S3 + M3L			S4 + M4			S5 + M5S			S5 + M5L		
	X1	X2	Y1	X1	X2	Y1	X1	X2	Y1	X1	X2	Y1	X1	X2	Y1	X1	X2	Y1	X1	X2	Y1
305 L1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	460	571	258	552	692	310	596	736	310
305 L2	—	—	—	280	352	156	325	421	195	357	449	195	460	571	258	—	—	—	—	—	—
305 L3	253	314	138	280	352	156	325	421	195	357	449	195	460	571	258	—	—	—	—	—	—
305 L4	253	314	138	280	352	156	325	421	195	357	449	195	460	571	258	—	—	—	—	—	—



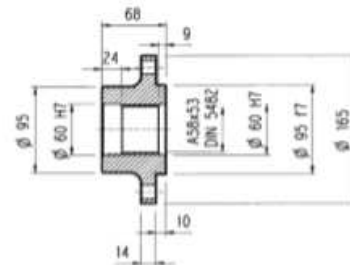
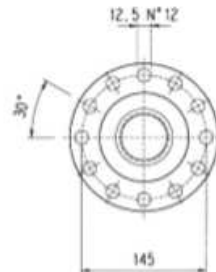
305 L

305 R

3/V 05 L3

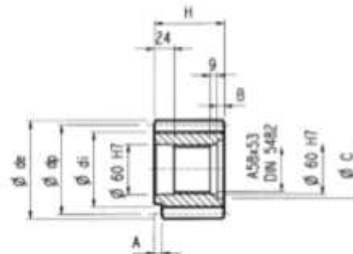
3/A 05 L2

Brida

**W0A**

Material: Acero C40

Piñón para giro

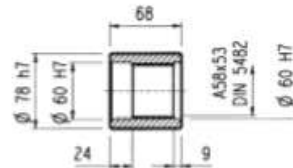


P_{max}

 $\alpha = 20^\circ$

	m	z	x	dp	di	de	H	A	B	C	Material
PCL1	5	19	—	95	82	104	77	12	9	72	Acero 39NiCr Mo3 Bonificado
PCL2	5	19	—	95	82	104	68	—	—	—	
PCM	5	20	—	100	87.5	110	68	18	—	—	
PCP	5	22	—	110	97.5	120	68	18	—	—	Acero 18NiCrMo5 Cementado y templado
PDE	6	14	0.500	84	75	99.6	68	—	—	—	
PDI	6	18	0.500	108	99	123.6	68	—	—	—	
PDM	6	20	0.833	120	115	140	68	—	—	—	Acero 39NiCr Mo3 Bonificado
PDF	8	13	0.675	104	95	127.6	68	—	—	—	
PFE1	8	14	—	112	92	126	68	—	—	—	
PFE2	8	14	—	112	92	126	80	—	12	72	Acero 18NiCrMo5 Cementado y templado
PFF	8	15	—	120	100	136	68	—	—	—	
PFP	8	22	—	176	156	190	77	12	10	71	
PHG	10	16	0.500	160	145	188	75	—	7	72	Acero 39NiCr Mo3 Bonificado

Manguito cilindrico



MOA

Material: Acero 16CrNi4

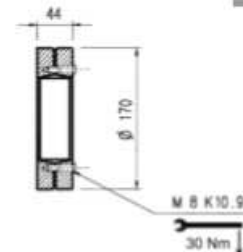
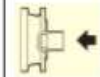
Barra estriada



Material: Acero 18NiCrMo5 UNI 5331
Acementar y templar 50 – 55 HRC

BOA

Aro cónico de apriete




GOA

3.13. MOTORES BONFIGLIOLI

A continuación, se muestra un fragmento del catálogo de los motores eléctricos de la casa Bonfiglioli. Para consultarlo en su totalidad se puede hacer accediendo en la siguiente página web:

<https://www.tecnotrans.bonfiglioli.com/es-es/industrial/productos/motores-electricos-/motores-ca/product/bn-ac-motors/>



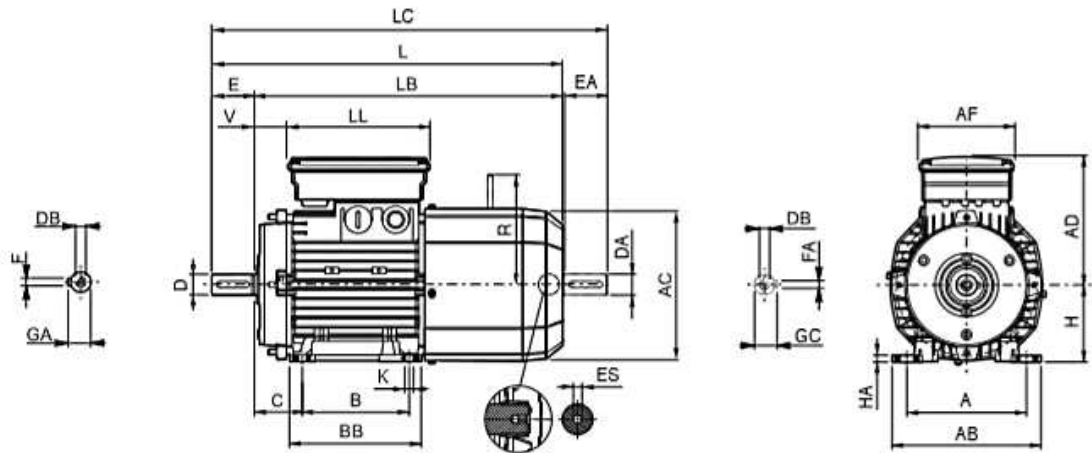
4P														1500 min ⁻¹ - S1														50 Hz													
														freno c.c.														freno c.a.													
														FD														FA													
														Mod	Mb	Z ₀	J _m x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM BS	IM BS	M _s M _n	I _s I _n	cosφ	I _n 400V A	I _s I _n	M _s M _n	J _m x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM BS	Mod	Mb	Z ₀	J _m x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM BS	Mod	Mb	Z ₀	J _m x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM BS				
P _n		n	M _n	IE1	η (100%) %	η (75%) %	η (50%) %	cosφ	I _n 400V A	I _s I _n	M _s M _n	J _m x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM BS	Mod	Mb	Z ₀	J _m x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM BS	Mod	Mb	Z ₀	J _m x 10 ⁻⁴ kgm ²	IM BS																		
0.08	BN 56A	4	0.43	○	40.8	44.2	41.3	0.65	0.28	2.6	2.3	2.0	1.5	3.1																											
0.09	BN 56B	4	0.64	○	51.7	47.6	42.9	0.60	0.42	2.6	2.5	2.4	1.5	3.1																											
0.12	BN 63A	4	0.85	○	59.6	56.2	47.0	0.62	0.47	2.6	1.9	1.8	2.0	3.5	FD 02	1.75	10000	13000	5.2	FA 02	1.75	13000	2.6	5.0																	
0.18	BN 63B	4	1.30	○	54.8	52.9	52.5	0.67	0.71	2.6	2.2	2.0	2.3	3.9	FD 02	3.5	10000	13000	5.6	FA 02	3.5	13000	3.0	5.4																	
0.25	BN 63C	4	1.78	○	65.3	65.0	57.9	0.69	0.80	2.7	2.1	1.9	3.3	5.1	FD 02	3.5	7800	10000	6.8	FA 02	3.5	10000	3.9	6.8																	
0.25	BN 71A	4	1.73	○	63.7	62.2	59.1	0.73	0.78	3.3	1.9	1.7	5.8	5.1	FD 03	3.5	7700	11000	7.8	FA 03	3.5	11000	6.9	7.5																	
0.37	BN 71B	4	2.6	○	66.8	66.7	63.0	0.76	1.05	3.7	2.0	1.9	6.9	5.9	FD 03	5	6000	8400	8.0	FA 03	5	8400	8.0	8.3																	
0.55	BN 71C	4	3.80	○	69.0	68.9	66.8	0.74	1.55	4.1	2.3	2.3	9.1	7.3	FD 03	7.5	4300	8700	10.2	FA 03	7.5	8700	10.2	9.7																	
0.55	BN 80A	4	3.90	○	72.0	71.3	69.7	0.77	1.43	4.1	2.3	2.0	15	8.2	FD 04	10	4100	6000	16.6	FA 04	10	6000	16.6	12.0																	
0.75	BN 80B	4	5.1	●	75.0	74.5	69.3	0.78	1.85	4.9	2.7	2.5	20	9.9	FD 04	15	4100	7800	22	FA 04	15	7800	22	13.7																	
1.1	BN 80C	4	7.5	●	75.5	76.2	70.4	0.78	2.7	5.1	2.8	2.5	25	11.3	FD 04	15	2600	5300	27	FA 04	15	5300	27	15.1																	
1.1	BN 90S	4	7.8	●	78.5	78.2	72.2	0.77	2.70	4.6	2.6	2.2	21	12.2	FD 14	15	4800	8000	23	FA 14	15	8000	23	16.3																	
1.5	BN 90LA	4	10.2	●	79.7	79.5	74.9	0.77	3.6	5.3	2.8	2.4	28	13.8	FD 05	26	3400	6000	32	FA 05	26	6000	32	20.3																	
1.65	BN 90LB	4	12.7	●	79.6	79.9	77.2	0.79	4.3	5.1	2.8	2.6	30	15.1	FD 05	26	3200	5900	34	FA 05	26	5900	34	21.8																	
2.2	BN 100LA	4	14.9	●	81.1	81.4	79.9	0.75	5.2	4.5	2.2	2.0	40	18	FD 15	40	2600	4700	44	FA 15	40	4700	44	25																	
3	BN 100LB	4	20	●	82.6	83.8	83.7	0.77	6.8	5.0	2.3	2.2	54	22	FD 15	40	2400	4400	58	FA 15	40	4400	58	29																	
4	BN 112M	4	27	●	84.4	84.2	81.6	0.81	8.4	5.6	2.7	2.5	96	30	FD 06S	60	—	1400	107	40	FA 06S	60	2100	107	42																
5.5	BN 132S	4	36	●	84.7	84.8	82.5	0.81	11.6	5.5	2.3	2.2	213	44	FD 06	75	—	1050	223	57	FA 06	75	1200	223	58																
7.5	BN 132MA	4	50	●	86.0	86.3	85.3	0.81	15.5	5.7	2.5	2.4	270	53	FD 06	100	—	950	250	86	FA 07	100	1000	250	71																
9.2	BN 132MB	4	61	●	88.4	89.6	87.5	0.81	18.6	5.9	2.7	2.5	319	59	FD 07	150	—	600	342	75	FA 07	150	900	342	77																
11	BN 160MR	4	73	●	87.6	87.8	86.0	0.81	22.4	6.0	2.7	2.5	360	70	FD 07	150	—	850	382	89	FA 07	150	850	382	88																
15	BN 160L	4	96	●	89.7	89.5	88.4	0.81	30	6.0	2.3	2.1	650	99	FD 08	200	—	750	725	129	FA 08	200	750	710	128																
18.5	BN 180M	4	121	●	89.3	89.5	89.2	0.81	37	6.2	2.6	2.5	790	115	FD 08	250	—	700	695	145	FA 08	250	700	695	144																
22	BN 180L	4	144	●	89.9	90.0	90.0	0.80	44	6.4	2.5	2.5	1250	135	FD 09	300	—	400	1450	175	FA 08	300	700	695	144																
30	BN 200L	4	196	●	91.4	91.7	91.0	0.80	59	7.1	2.7	2.8	1650	157	FD 09	400	—	300	1550	197	FA 08	400	700	695	144																

○ = n.a. ● = IE1

BN



BN_FD ; IM B3



BN

	Eje					Cassa						Motor												
	D DA	E EA	DB	GA GC	F FA	B	A	HA	BB	AB	K	C	H	AC	L	LB	LC	AD	AF	LL	V	R	S	
BN 63	11	23	M4	12.5	4	80	100	8	96	120	7	40	63	121	272	249	297	122	98	133	14	96	5	
BN 71	14	30	M5	16	5	90	112		112	135		45	71	138	310	280	342	135			25	103		
BN 80	19	40	M6	21.5	6	100	125		124	153	50	80	156	346	306	388	146	41			129			
BN 90 S	24	50	M8	27	8		140	155	174	10	56	90	176	409	359	461	149	15	110	165	39	160		
BN 90 L						125	BN 100	28	60		M10	31	160	192	63	100	195	458			398		521	158
BN 112	38	80	M12	41		10	140	190	10	175	224	12	70	112	219	484	424	547			173		73	199
BN 132 S	38	80	M12	41	10	178	216	12	218	254	89		132	260	603	523	686	210	140	188	46	204 (2)		
BN 132 M							BN 160 M	42	110	M16	45	12	210	25	264	319	14.5	108	160	310	736	626	820	245
BN 160 L	38 (1)	80 (1)	M12 (1)	41 (1)	10 (1)	254	254	304	780	670	864	261	52											
BN 180 L	48	110	M16	51.5	14	279	279	26	329	359	14	121	180	866	756	981	261	187	187	52	305			
BN 200 L	55		M20	59	16	305	318		355	398	18	133	200	878	768	993				64				

N.B.:

1) Estas dimensiones están referidas a la segunda extremidad del eje.

2) Para el freno FD07 la cota R = 226

El taladro hexagonal ES no está presente en la opción PS.

3.14. ACOPLAMIENTO FLEXIBLE

A continuación, se muestra un fragmento de los acoplamientos flexibles de la casa Escogear. Para consultarlo en su totalidad se puede hacer accediendo en la siguiente página web:

<http://www.mecapedia.uji.es/catalogos/acoplamiento/tecnotrans.1.pdf>

1.2 Acoplamientos dentados ESCOGEAR

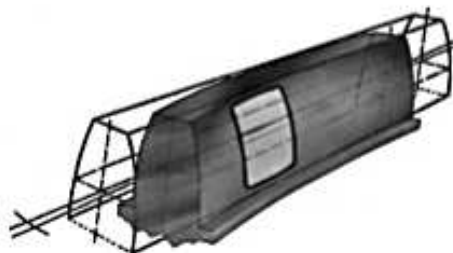
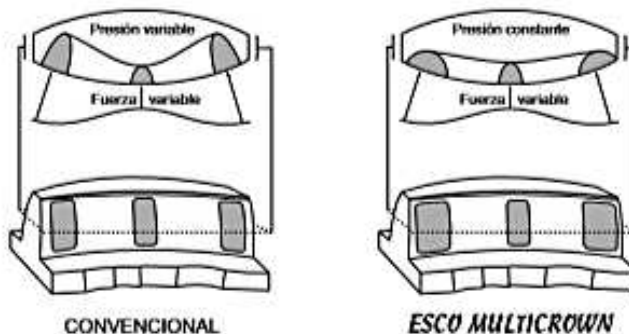
Los acoplamientos dentados o, como se los conoce popularmente, de dientes abombados pertenecen a la familia de los acoplamientos flexibles, ya que son capaces de absorber ciertas desalineaciones.

Esco Transmissions ha conseguido evolucionar este concepto de acoplamientos hasta parámetros hasta ahora impensables en una ejecución estándar gracias a una patente a nivel de abombado del diente. Su tallado, en vez de ser de radio fijo como la mayoría de acoplamientos de mercado, es de radio variable. Esta diferencia de tallados permite a los acoplamientos Escogear trabajar con hasta $1,5^\circ$ de desalineación sin reducir su capacidad de transmitir par. Recordemos que un acoplamiento de dientes abombados convencional sufre una reducción de hasta un 60% en su capacidad de par en cuanto desalineamos el acoplamiento 1° .

Este valor añadido que nos ofrecen los acoplamientos Escogear frente a un acoplamiento de dientes abombados convencional, nos permitirá entregar la máquina con la seguridad de que, aunque en condiciones accidentales llegue a una desalineación crítica, ésta no sufrirá rotura alguna y seguirá trabajando sin problemas. Esto no quita que debemos instalar el acoplamiento prestando la máxima atención a la alineación de sus ejes.

Esquema comparativo entre ambos tipos de abombado

Obsérvese que, en una desalineación crítica, la patente de dentado Multicrown tiene mayor superficie de contacto y, en consecuencia, se generan sobre el diente menores presiones o menor fatiga puntual.

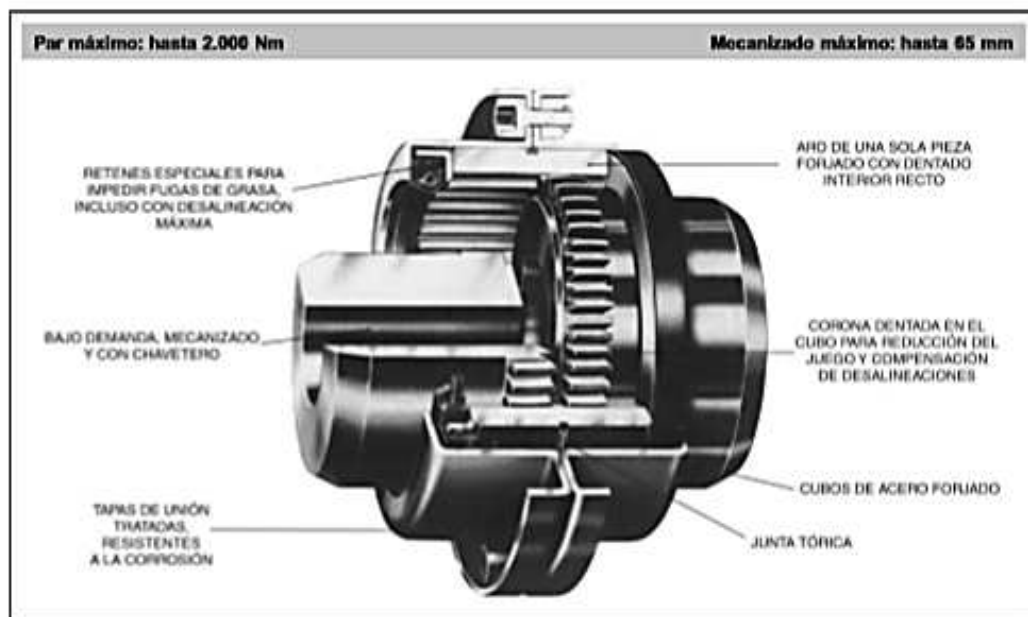


1.2 a Características generales

- Los acoplamientos Escogear se presentan en tres versiones base bien diferenciadas con el fin de satisfacer cualquier necesidad que plantee el mercado (N - C - F).
- Resultan idóneos para trabajar con grandes cargas, incluso a gran velocidad.
- Son capaces de compensar fuertes desalineaciones, incluso de hasta 15°, en ejecuciones especiales.
- Aptos para trabajo en temperaturas ambiente de hasta 120 °C.
- Cubos fabricados en acero laminado tallados por generación (serie F con patente especial en el abombado del diente).
- Tratamientos antioxidación en todos los componentes, incluso en sus tornillos y tuercas.

1.2 b Características específicas

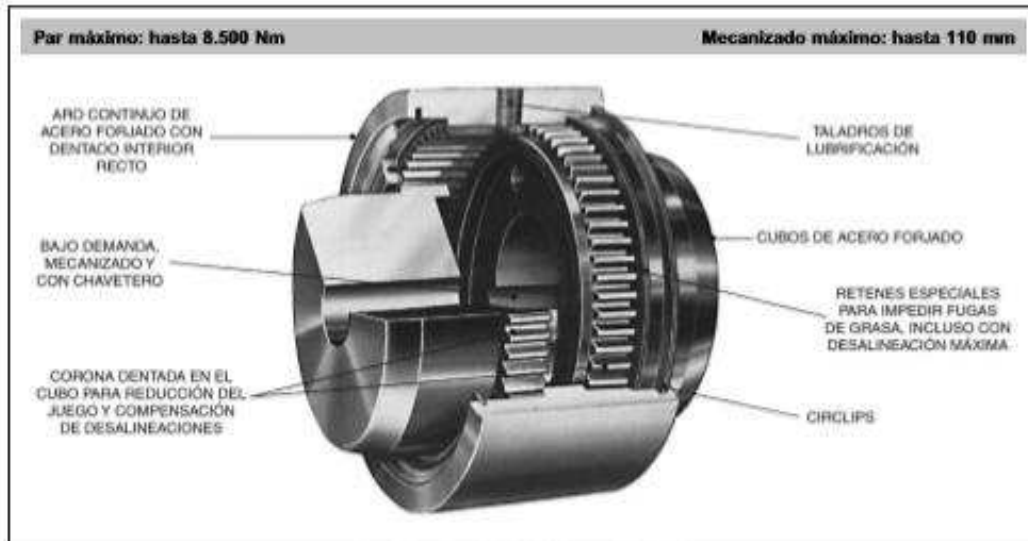
Serie N



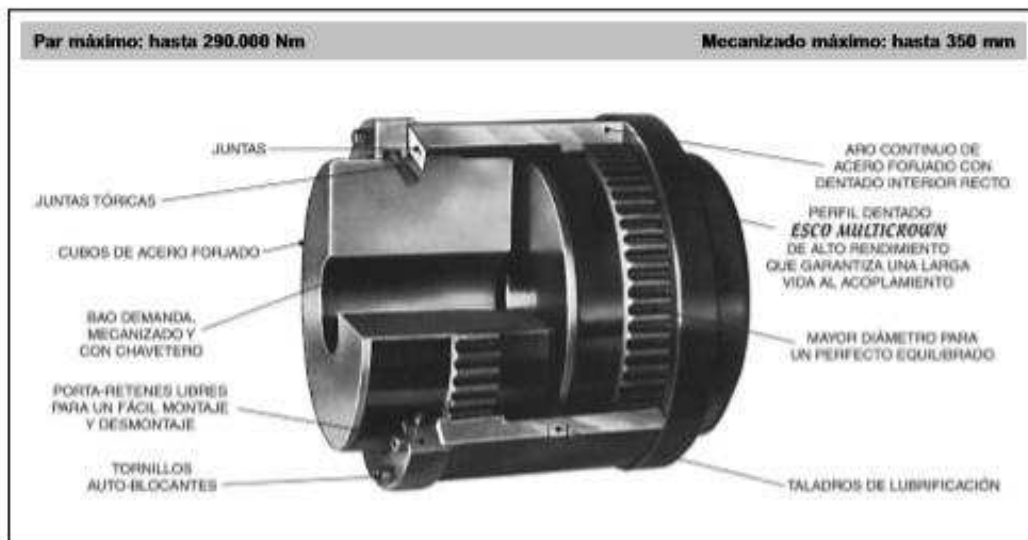
- Se compone básicamente de seis elementos: aro exterior, cubos, tapas embreadas, retenes, junta tórica y tornillos.
- Su campo de aplicación es más reducido que otras series. Efectivamente, el objetivo principal de este acoplamiento es competir en el mercado de los acoplamientos elásticos. Sus principales ventajas frente a éstos son:
 - Tamaños más reducidos a igualdad de capacidad de transmisión de par.
 - Es capaz de admitir hasta 1,5° de desalineación en carga.
 - Su concepto de diseño facilita el trabajo de montaje y desmontaje.

Serie C

- Se compone básicamente de cuatro elementos: aro exterior, cubos, retenes y anillos elásticos.
- Este acoplamiento podría considerarse como una llave maestra, debido principalmente a su sencillez y grandes prestaciones.
- Está diseñado para satisfacer cualquier necesidad industrial con un tamaño extremadamente reducido sin sacrificar por ello sus prestaciones.
- Se presenta en una amplia gama de posibilidades y versiones, desde grandes alargaderas hasta versiones desembragables por accionamiento externo.
- Es capaz de compensar desalineaciones de entre 1,5° hasta 3° según tamaños. Asimismo, su bajo momento de inercia, lo hace líder en aplicaciones muy concretas.



Tamaños desde CST 30 hasta CST 100



Tamaños desde CST 120 hasta CST 320



1.2 c Guía de selección

En este apartado determinaremos cómo se debe seleccionar el tamaño más idóneo de acoplamiento en base a las necesidades que plantee la máquina.

1.2 c₁ Capacidad de desalineación

A diferencia de otros acoplamientos, Escogear no sufre reducción alguna en su capacidad de transmitir par por desalineaciones concretas. Por este motivo no encontramos ningún tipo de tabla o gráfico referente a este parámetro y tomaremos como desalineación máxima el valor reflejado en la tabla de selección independientemente del par tórsor que deberá transmitir el acoplamiento.

Ejemplo de selección por desalineación crítica:

- a) Par a transmitir 280 daNm, par punta 560 daNm y una desalineación angular de 3° = FST 70
- b) Par a transmitir 280 daNm, par punta 560 daNm y una desalineación angular de 0,5° = FST 70

1.2 c₂ Selección

Así pues, para seleccionar el tamaño más idóneo procederemos de la siguiente manera:

- a) Determinar el tipo de Escogear cuyo mecanizado máximo sea igual o superior al diámetro del mayor eje que vayamos a acoplar.
- b) Verificar la selección en función del par a transmitir y según la fórmula:

$$\text{Par Torsor (Nm)} = \frac{9.550 \times P \times F_u}{n}$$

Siendo:

P = potencia en kW

n = velocidad de giro en r.p.m.

F_u = factor de servicio determinado por el tipo de accionamiento (ver tabla 2F)

El acoplamiento escogido en a) debe tener una capacidad equivalente o superior a la resultante de la fórmula de b); en caso contrario deberemos elegir un tamaño superior.

- c) Comprobar que la unión cubo/eje puede transmitir el par determinado. Si no fuera así, seleccionaremos la versión de cubo prolongado.

(2F)

APLICACIONES			MÁQUINA MOTRIZ		
			Motores eléctricos, Turbinas	Motores hidráulicos Arrastre por engranajes	Mot. de explosión Mot. eléctricos con arranques frecuentes
MÁQUINA RECEPTORA	CARGAS UNIFORMES	Compresores eléctricos - Bombas y compresores centrífugos - Ventiladores centrífugos y de paletas; ventiladores axiales - Mandos auxiliares de máquinas - herramientas - Cintas transportadoras y cadenas con carga uniforme, escaleras mecánicas - Agitadores de líquidos homogéneos - Llenadoras de botellas.	0,8 hasta 1,25	1 hasta 1,5	1,25 hasta 1,75
	CHOQUES MODERADOS	Compresores de lóbulos (volumétricos) - Ventiladores para minería - Bombas de engranajes y de lóbulos rotativos - Compresores de paletas - Mandos principales de máquina - herramienta - Cintas transportadoras y de cadenas, con carga no uniforme - Transportadores de canchales y de tornillos sin fin - Elevadores, grúas y cabrestantes - Tambores de enrollamiento de cables bobinados - Agitadores de líquidos no homogéneos - Hólices de barco - Molinos de pulpa.	1,25 hasta 1,5	1,5 hasta 1,75	1,75 hasta 2
	CHOQUES IMPORTANTES	Generadores para soldadura - Bombas y compresores de pistones - Máquinas de lavar - Dobladoras, cizallas, prensas de embutición, taladradoras - Descortezadoras (peladoras), calandras, prensas de papel, máquinas de cerámica, hornos para cemento - Molino para minerales y piedras, molinos para caucho - Laminadores - Líneas de alimentación - Trofiladoras, estiradoras y calandras - Material móvil.	1,5 hasta 2	1,75 hasta 2,25	2 hasta 2,5

3.15. POLIPASTO DE CABLE

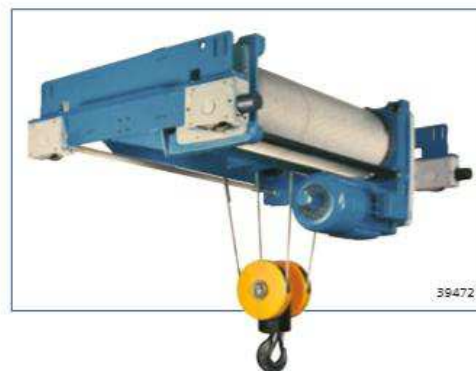
A continuación, se muestra un fragmento del polipasto de la casa Demag. Para consultarlo en su totalidad se puede hacer accediendo en la siguiente página web:

https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/4645/2._Polipastos_de_cable_Demag_DR.pdf

Carro birraíl EZDR – El carro de serie para la grúa de dos vigas



- Características como en el carro monorraíl EKDR.
- Luces estándar de 1400/2240/2800 mm, posibilidad de otras luces
- De serie con protección antidescarrilamiento y seguro contra levantamiento, para aumentar la seguridad de uso.
- Capacidades de carga hasta 50 t



Datos técnicos – Criterios de elección

El tamaño viene determinado por los siguientes factores:

- el grupo de sollicitación
- el tiempo medio de uso
- la capacidad de carga y
- el tipo de aparejado

1. ¿Cuáles son las condiciones de servicio?
2. ¿Cuál debe ser la capacidad de carga máxima?
3. ¿A qué altura debe elevarse la carga?
4. ¿A qué velocidad debe elevarse la carga?
5. ¿Las cargas requieren una elevación y un descenso cuidadoso y preciso?
6. ¿Debe trasladarse la carga también en sentido horizontal?
7. ¿Con qué clase de mando desea manejar el polipasto?

El grupo de accionamiento se determina a partir de las horas de servicio y del tipo de carga.

Tipo de carga		Horas de servicio medias por día (h)			
1	bajo	2-4	4-8	8-16	16 o más
2	medio	1-2	2-4	4-8	8-16
3	elevado	0.5-1	1-2	2-4	4-8
4	muy elevado	0.25-0.5	0.5-1	1-2	2-4
Grupo de accionamiento		1 Am	2 m	3 m	4 m
Tipo de aparejado					
1/1	2/1	4/1	6/1	8/1	
2/2	4/2	8/2			
Capacidad de carga (t)		Tamaño			
0.5	1	2	-	-	-
0.63	1.25	2.5	-	-	-
0.8	1.6	3.2	-	-	-
1	2	4	-	-	-
1.25	2.5	5	-	-	-
1.6	3.2	6.3	-	-	-
2	4	8	12.5	-	-
2.5	5	10	16	-	-
3.2	6.3	12.5	20	25	-
4	8	16	25	32	-
5	10	20	32	40	-
6.3	12.5	25	40	50	-

Ejemplo

Capacidad de carga 5 t
 Tipo de carga „media“ según tabla
 Velocidad de elevación 6 m/min
 Velocidad de elevación de precisión 1 m/min
 Aparejado 4/1
 Recorrido medio del gancho 3 m
 Ciclos/hora 20
 Tiempo de uso/día 8 h

Respecto al promedio diario de uso se elige un valor aproximado o bien se calcula como sigue:

$$\text{Horas serv./día} = \frac{2 * \text{rec. medio gancho} * \text{ciclos/h} * \text{tiempo trabajo/día}}{60 * \text{Velocidad de elevación}}$$

$$\text{Horas serv./día} = \frac{2 * 3 * 20 * 8}{60 * 6} = 2.66 \text{ hours}$$

Para el tipo de carga medio y una media de servicio de 2,66 h al día, la tabla indica el grupo 2 m. Para la capacidad de carga de 5 t y con un aparejado 4/1, en la tabla se indica el tamaño DR 5 - 5.

El tipo de sollicitación (estimado en la mayor parte de los casos) se puede determinar atendiendo al siguiente esquema:

1 carga ligera Mecanismos de elevación sometidos a la sollicitación máxima sólo en casos excepcionales, pero a una sollicitación muy baja en marcha 	2 carga media Mecanismos de elevación sometidos con bastante frecuencia a la sollicitación máxima y corrientemente a sollicitaciones medias 	3 carga pesada Mecanismos de elevación sometidos con mucha frecuencia a la sollicitación máxima y corrientemente a sollicitaciones medias 	4 carga muy pesada Mecanismos de elevación sometidos regularmente a sollicitaciones en las proximidades de la sollicitación máxima.
---	---	---	---

Tabla de selección

Tipo	Capacidad de carga	Recorrido del gancho	Velocidad de elevación			Grupo de accionamiento	Capacidad de carga	Recorrido del gancho	Velocidad de elevación			
	t	m	m/min			FEM/ISO	t	m	m/min			
DR 3	2/1						4/1					
	1.6	12 20	12/2	18/3	1-25 *	2m / M5 **	3.2	6 10	6/1	9/1.5	0.5-12.5 *	
	1.25					3m / M6 **	2.5					
	1					4m / M7 **	2					
DR 5	2/1						4/1					
	3.2	12 20 30	9/1.5	12/2	0.8-16 *	1Am / M4 **	6.3	6 10 15	4.5/0.8	6/1	0.4-8 *	
	2.5		12/2	18/3	1-25 *	2m / M5 **	5		6/1	9/1.5	0.5-12.5 *	
	2					3m / M6 **	4					
	1.6					4m / M7 **	3.2					
	4/2											
	3.2	9.9 16.3	9/1.5	12/2	0.8-16 *	1Am / M4 **						
	2.5		12/2	18/3	1-25 *	2m / M5 **						
	2					3m / M6 **						
	1.6					4m / M7 **						
	DR 10	2/1						4/1				
		6.3	12 20 30 40	8/1.4	0.4-9 *	1-18 *	1Am / M4 **	12.5	6 10 15 20	4/0.7	0.2-4.5 *	0.5-9 *
5		10/1.7		1-18 *	1-25 *	2m / M5 **	10	5/0.8		0.5-9 *	0.5-12.5 *	
4						3m / M6 **	8					
3.2						4m / M7 **	6.3					
4/2						6/1						
6.3		5.8 11.35 18.4 25.2	8/1.4	0.4-9 *	1-18 *	1Am / M4 **						
5			10/1.7	1-18 *	1-25 *	2m / M5 **	16	6.7 13.3	2.7/0.4	0.3-6 *	-	
4						3m / M6 **	12.5					
3.2						4m / M7 **						
DR 20	2/1						4/1					
	12.5	24 36 54	6/1	12/2	1-16 *	1Am / M4	25	12 18 27	3/0.5 6/1	0.5-5 *	0.5-8 *	
	10					2m / M5	20					
	8					3m / M6	16					
	6.3					4m / M7	12.5					
	4/2						6/1					
	12.5	12.3 21.2 33.2	6/1	12/2	1-16 *	1Am / M4	40	12 18 24.7	4/0.7	0.3-3.3 *	0.3-5.3 *	
	10					2m / M5	32					
	8					3m / M6	25					
	6.3					4m / M7	20					
	8/2						8/1					
	25	10.3 16.3 23.4	3/0.5 6/1	0.5-5 *	0.5-8 *	1Am / M4	50	9 13.5 18.5	3/0.5	0.3-2.5 *	0.2-4 *	
	20					2m / M5	40					
	16					3m / M6	32					
	12.5					4m / M7	25					

* Las cargas de hasta un tercio de la carga nominal se mueven al 1,5 de la velocidad nominal (ProHub)

** La vida útil del reductor es un 20 % superior a la duración a plena carga según ISO/FEM

El camino más rápido hacia su polipasto de cable Demag DR



www.dr.demag-designer.de es la dirección en la que encontrará todos los datos y puntos importantes sobre los polipastos de cable Demag DR. Esta plataforma de información y planificación le ofrece una información exhaustiva del producto y le facilita los datos técnicos necesarios para el proyecto. También puede descargarse los planos CAD de todo el programa de polipastos de cable Demag para integrarlos en sus planos.

Así, la determinación de los polipastos adecuados y la elección de los accesorios será más sencilla y segura.

Al usuario se le guía de forma práctica y estudiada para llegar rápidamente y sin complicaciones a su destino. A continuación puede enviarnos una consulta concreta con un solo clic.

También puede utilizar el modelo de fax adjunto para realizar su consulta. Además, los ingenieros Demag están a su entera disposición para asesorarle y ayudarle a resolver dudas.

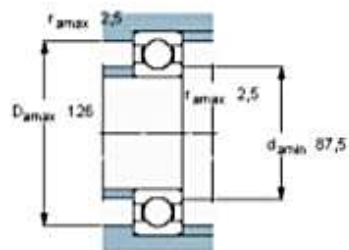
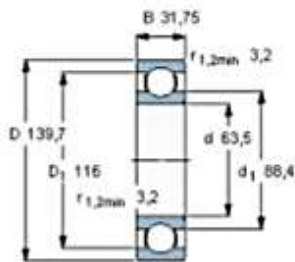
Encontrará información sobre la persona de contacto más cercana a través del teléfono 91 8873 600.

3.16. RODAMIENTO DE BOLAS SKF



Rodamientos rígidos de bolas, de una hilera

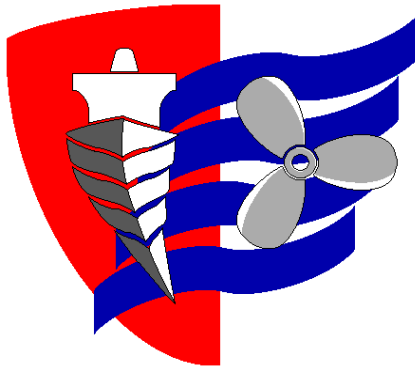
Dimensiones principales			Capacidades de carga básica		Velocidades nominales		Designación	
d	D	B	dinámica	estática	Velocidad de referencia	Límite de velocidad		
mm			kN		rpm		* rodamiento SKF Explorer	
63,5	139,7	31,75	92,3	60	9500	6700	RMS 20	Mercado de recambi- únicamente



Factores de cálculo
 k_f 0,03
 f_0 13

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

PROYECTO DE GRÚA PARA IZAR BARCOS DEPORTIVOS

(Crane project to hoist sports boats)

Para acceder al Título de Grado en

INGENIERÍA MARÍTIMA

4. Planos

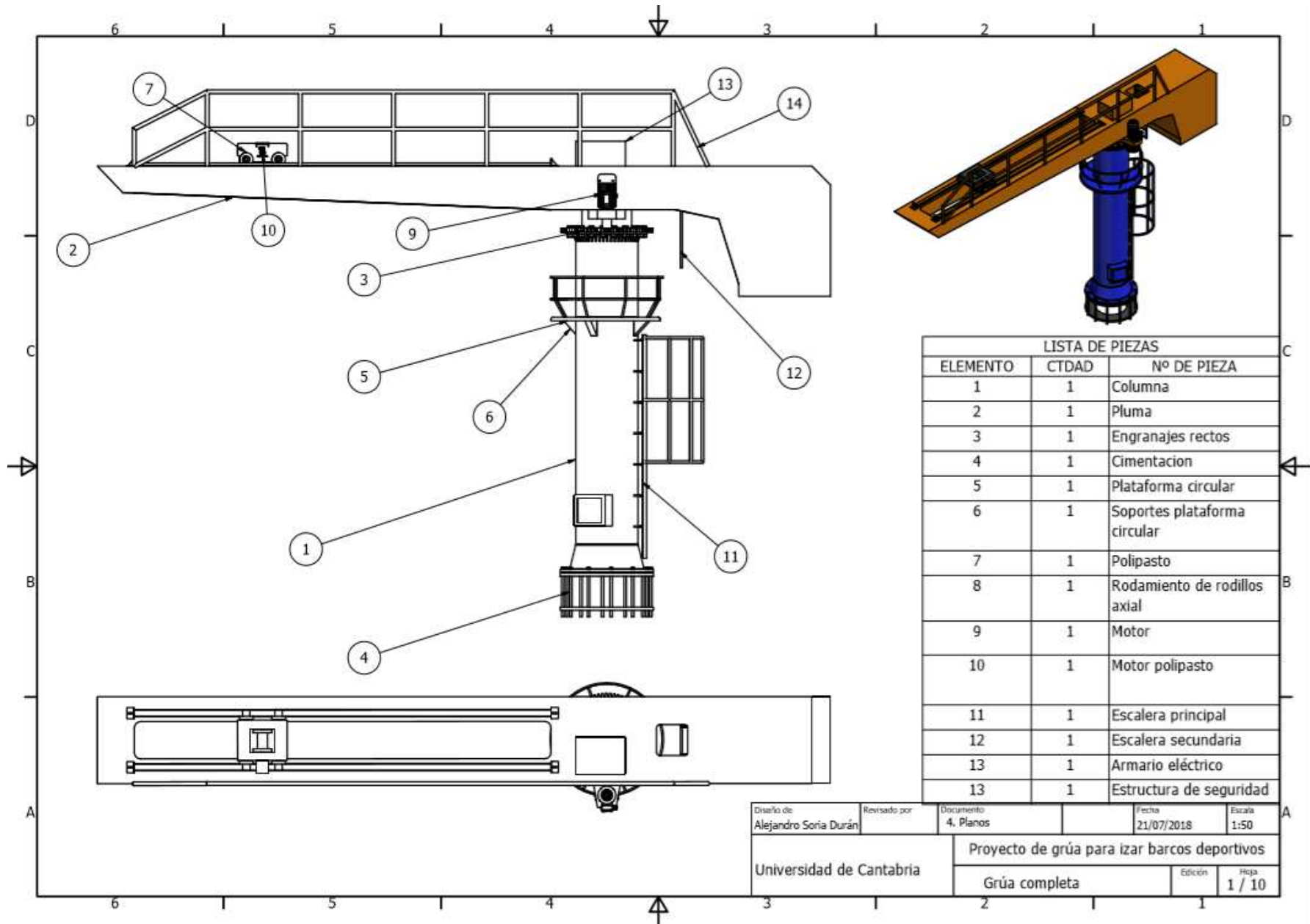
Autor: Alejandro Soria Durán

Director: Fernando Fadón Salazar

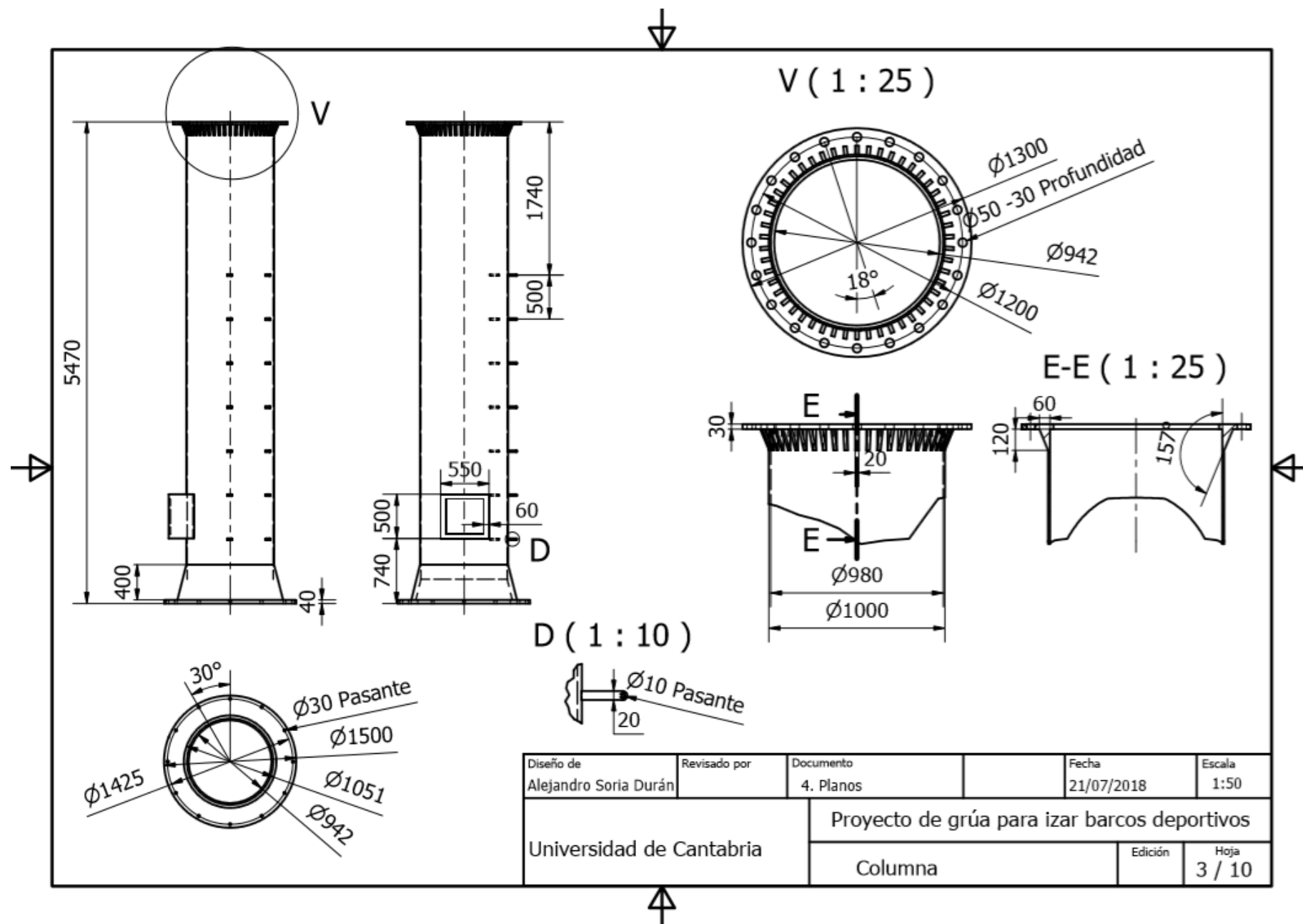
Septiembre - 2018

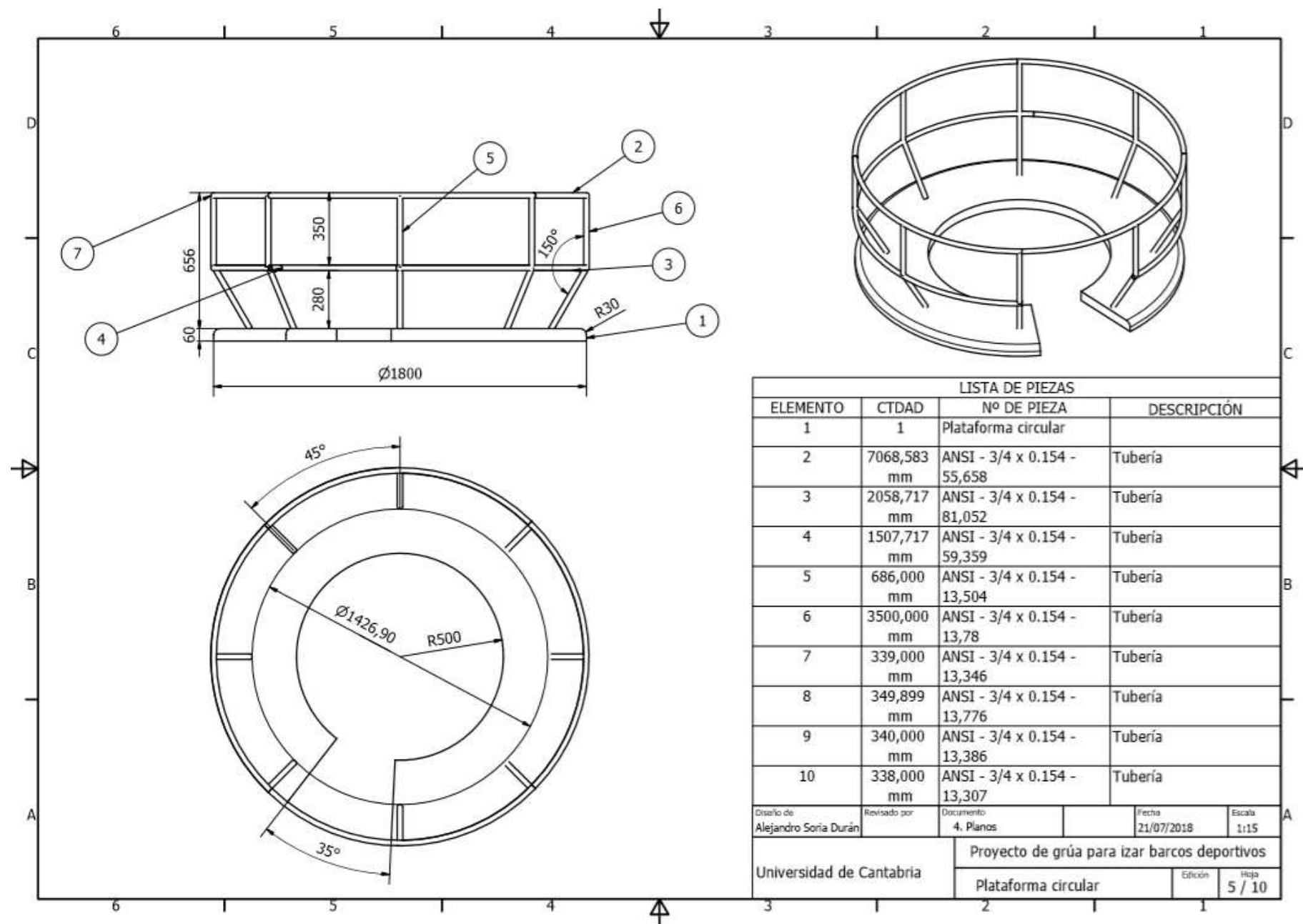
4. INDICE

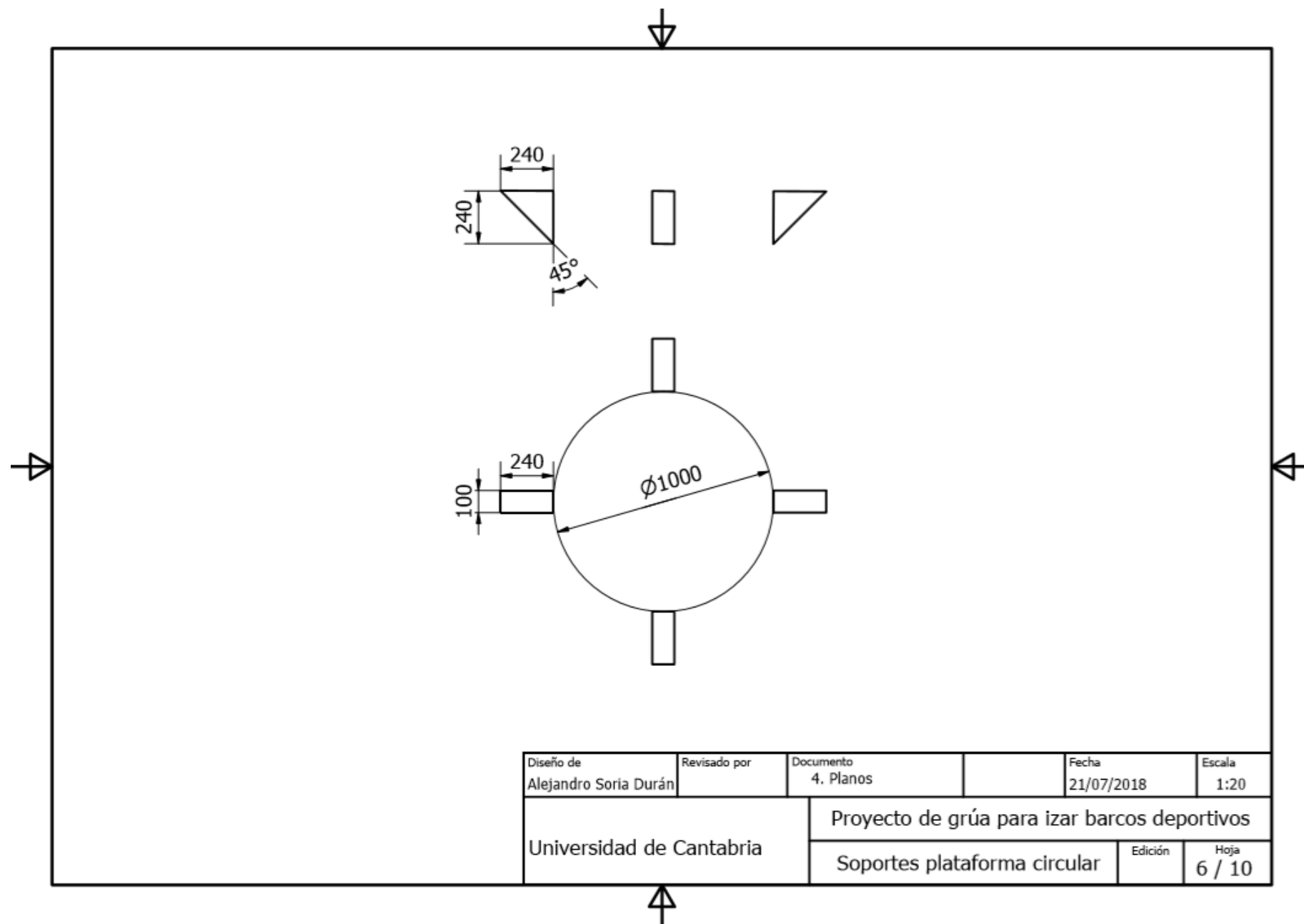
GRÚA COMPLETA (1/10)	3
CIMENTACIÓN (2/10)	4
COLUMNA (3/10)	5
PLUMA (4/10)	6
PLATAFORMA CIRCULAR (5/10)	7
SOPORTES PLATAFORMA CIRCULAR (6/10)	8
BARANDILLA DE SEGURIDAD (7/10)	9
ESCALERA (8/10)	10
ESCALERA SECUNDARIA (9/10)	11
ARMARIO ELÉCTRICO (10/10)	12



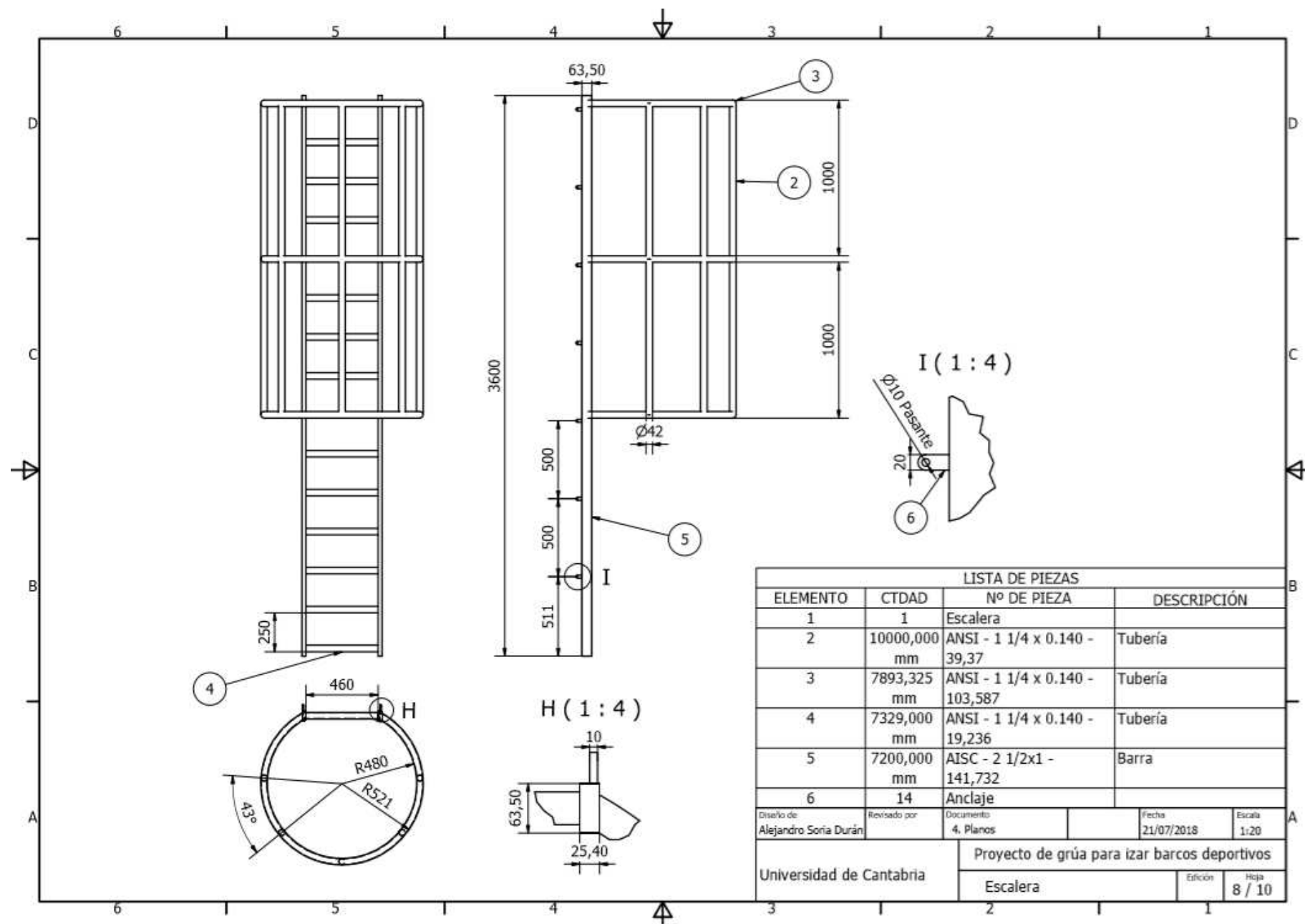


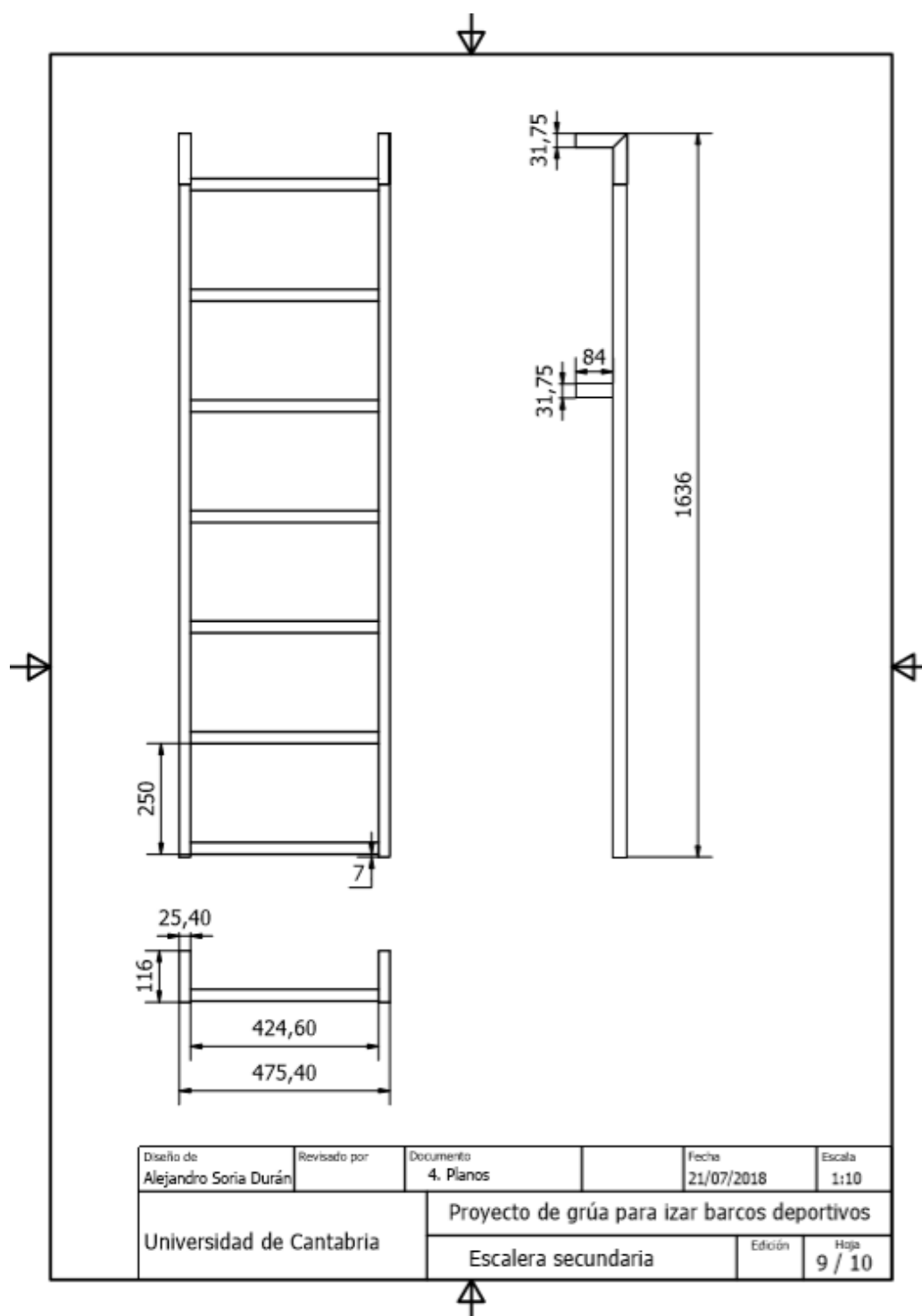








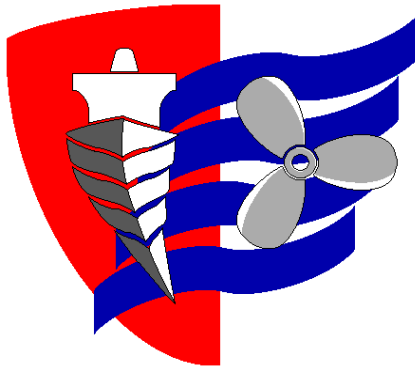






ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

PROYECTO DE GRÚA PARA IZAR BARCOS DEPORTIVOS

(Crane project to hoist sports boats)

Para acceder al Título de Grado en

INGENIERÍA MARÍTIMA

5. Pliego de condiciones

Autor: Alejandro Soria Durán

Director: Fernando Fadón Salazar

Septiembre - 2018

5. INDICE

5.1. DEFINICIÓN Y ALCANCE DEL PLIEGO	3
5.2. OBJETO DEL PLIEGO.....	3
5.3. DOCUMENTOS QUE DEFINEN LA OBRA	3
5.4. ALCANCE D ELA DOCUMENTACIÓN	4
5.5. DESCRIPCION GENERAL DE LAS OBRAS	4
5.6. COMPATIBILIDAD Y RELACIÓN ENTRE DICHOS DOCUMENTOS	4
5.7. DISPOSICIONES A TENER EN CUENTA.....	5
5.8. CONDICIONES GENERALES.....	6
5.8.1. CONDICIONES GENERALES FACULTATIVAS	6
5.8.2. CONDICIONES GENERALES DE EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS ..	10
5.8.3. CONDICIONES GENERALES ECONÓMICAS	11
5.8.4. CONDICIONES GENERALES LEGALES	18
5.9. CONDICIONES TÉCNICAS PARTICULARES	22
5.9.1. COMIENZO DE LA INSTALACIÓN	22
5.9.2. OBRA DE MADERA	24
5.9.3. ARMADURAS	24
5.9.4. ESTRUCTURA DE ACERO	25
5.10. CONDICIONES ESPECÍFICAS DE LA INSTALACIÓN.....	26
5.11. SEGURIDAD Y SALUD EN LA INSTALACIÓN	30

5.1. DEFINICIÓN Y ALCANCE DEL PLIEGO

En el presente pliego de condiciones se pretende unificar los criterios y normas definidas en las obras que se realizarán en el proyecto. Se van a establecer los criterios que se aplicarán en la ejecución de las obras, así como se fijarán las características y ensayos de los materiales de construcción empleados. También se dictaminarán las normas que se han de seguir en la ejecución de las distintas unidades de obra, las pruebas previstas para la recepción, pagos y abono de las obras y la garantía.

5.2. OBJETO DEL PLIEGO

El documento incluirá las prescripciones técnicas por las que se regirán las obras de nuestro proyecto, las condiciones facultativas, económicas y legales. Serán objeto de estudio todas las obras incluidas en el presupuesto, abarcando todos los oficios y materiales que se emplearán en esta.

5.3. DOCUMENTOS QUE DEFINEN LA OBRA

Los documentos que definen la obra son: Memoria, Anexos, Planos, Pliego de Condiciones y Presupuesto.

En la Memoria se describen con detalle las obras e instalaciones.

En los Anexos se realizan todos los cálculos pertinentes de la estructura y componentes de esta.

En los Planos se define la estructura y detalles constructivos de la misma.

En el Pliego de Condiciones se hace una descripción de las obras o extracto de la Memoria descriptiva.

Y, por último, en el Presupuesto se definen las unidades de obra completas.

5.4. ALCANCE D ELA DOCUMENTACIÓN

Los diversos documentos y anexos del presente proyecto se complementan mutuamente. En consecuencia, una obra que venga indicada en los Planos y Presupuesto y que no venga indicada en los otros documentos, debe ser ejecutada por el contratista sin indemnización alguna por parte del propietario. Lo mismo se entiende para todos los trabajos accesorios no indicados en planos y documentos, pero generalmente admitidos como necesarios al complemento normal de ejecución de una obra de calidad irreprochable.

5.5. DESCRIPCION GENERAL DE LAS OBRAS

Las obras correspondientes a la edificación de estructuras y a la puesta en servicio de sus instalaciones son:

- Limpieza del emplazamiento
- Excavación de zanja
- Cimentación
- Estructura metálica
- Instalaciones

En la realización de todas las obras se tendrá en cuenta toda la información dada en todos los documentos del proyecto.

Las obras a realizar comprenden los trabajos y obras propias de la ejecución de este proyecto, en el que se encontrará, en caso de duda, toda la información necesaria en todos los documentos del proyecto y, principalmente, en los Planos.

5.6. COMPATIBILIDAD Y RELACIÓN ENTRE DICHOS DOCUMENTOS

Los documentos que definen este proyecto son compatibles entre sí y además se complementan unos a otros.

En cuanto al orden de prioridad, dependerá del aspecto que se considere. Si se mira desde un punto de vista técnico-teórico, el documento más importante es la Memoria, seguido de los Planos. Si se mira desde el punto de vista jurídico-legal, se considerará el Pliego de Condiciones el documento más importante. Por lo tanto, se puede asumir que el orden de prioridad de los documentos es el siguiente:

1º Planos

2º Pliego de Condiciones

3º Presupuesto

4º Memoria

5.7. DISPOSICIONES A TENER EN CUENTA

La principal base a seguir para el cálculo han sido las normas FEM. Estas normas se detallan en el libro Grúas de A. Miravete y E. Larrodé.

Para la instalación, mantenimiento, homologación y características se ha seguido el Reglamento de Elevación y Manutención del Ministerio de Industria.

El adjudicatario deberá atenerse en la adjudicación de la obra a las condiciones especiales dadas en los documentos que a continuación se expresan, respecto a las condiciones de los materiales y forma de ejecutar los trabajos y ensayos a los que deben ser sometidos:

- Cimentación de hormigón
 - Instrucción de Hormigón Estructural (EHE).
 - Código Técnico de la Edificación (CTE).
- Estructuras de acero
 - Normas Tecnológicas de la Edificación (NTE).
 - Código Técnico de la Edificación (CTE).

- Seguridad y Salud
 - Ley de 31/1995, de 8 de noviembre de Prevención de Riesgos Laborales.
 - Real Decreto 1627/1997, de 24 de octubre, por el que se establecen disposiciones mínimas de seguridad y salud en las obras de construcción.

5.8. CONDICIONES GENERALES

En este apartado se regular el desarrollo general de las obras, desde el punto de vista económico, facultativo y legal.

5.8.1. CONDICIONES GENERALES FACULTATIVAS

Dirección facultativa

La Dirección Facultativa de las obras e instalaciones recaerá en un Ingeniero.

Facultades de la Dirección Facultativa

Además de las facultades particulares que corresponden a la Dirección Facultativa, expresadas más adelante, es misión específica de esta la dirección y vigilancia de los trabajos que se realicen, con autoridad técnica legal, completa e indiscutible sobre las personas y objetos situados en obra y con relación con los trabajos que para la ejecución del contrato se lleven a cabo.

Con este fin, el Contratista se obliga a designar sus representantes de obra, los cuales atenderán en todas las observaciones e indicaciones de la Dirección Facultativa. Asimismo, el Contratista se obliga a facilitar a la Dirección Facultativa la inspección y vigilancia de todos los trabajos y a proporcionar la información necesaria sobre el incumplimiento de las condiciones de la contrata y el ritmo de realización de los trabajos, tal como está previsto en el plan de obra.

A todos estos efectos, el Adjudicatario estará obligado a tener en la obra durante la ejecución de los trabajos el personal técnico, los capataces y

encargados necesarios que, a juicio de la Dirección Facultativa, sean necesarios para la debida conducción y vigilancia de las obras e instalaciones.

En caso de retraso de la obra, el Contratista no podrá excusarse de no haber cumplimentado los plazos de obra estipulados, a excepción del caso en que la Contrata, en uso de las facultades que en este artículo se le conceda, los haya solicitado por escrito a la Dirección Facultativa y éste no los haya entregado. En este único caso, el Contratista quedará facultado para recurrir entre los amigables componedores previamente designados, los cuales decidirán sobre la procedencia o no del requerimiento. En caso afirmativo, la Dirección Facultativa será la responsable del retraso sufrido, pero únicamente en las unidades de obra afectadas por el requerimiento del Contratista y las subsiguientes que con ellas estuviesen relacionadas.

Cambio del Director de Obra

Desde que se dé inicio a las obras, hasta su recepción provisional, el Contratista designará un jefe de obra como representante suyo autorizado, que cuidará que los trabajos sean llevados con diligencia y competencia. Este jefe estará expresamente autorizado por el Contratista para percibir notificaciones de las órdenes de servicios y de las instrucciones escritas o verbales emitidas por la Dirección Facultativa y para asegurar que dichas órdenes se ejecuten. Asimismo, estará expresamente autorizado para firmar y aceptar las mediciones realizadas por la Dirección Facultativa.

Cualquier cambio que el Contratista desee efectuar respecto a su representante y personal cualificado y, en especial, del jefe de obra, deberá comunicarlo a la Dirección Facultativa, no pudiendo producir el relevo hasta la aceptación de la Dirección Facultativa de las personas designadas.

Cuando se falte a lo anteriormente prescrito, se considerarán válidas las notificaciones que se efectúen al individuo más caracterizado o de mayor categoría técnica de los empleados y empresarios de las obras, y en ausencia de todos ellos, las depositadas en la residencia designada como oficial del Contratista en el contrato de adjudicación, aún en ausencia o negativa del recibo por parte de los dependientes de la Contrata.

Obligaciones y derechos del Contratista

El Director de Obra podrá exigir al Contratista la necesidad de someter a control todos los materiales que se han de colocar en las obras, sin que este control previo sea una recepción definitiva de los materiales. Igualmente, tiene el derecho a exigir cuantos catálogos certificados, muestras y ensayos que estime oportunos para asegurarse de la calidad de los materiales. Una vez adjudicados la obra definitiva y antes de su instalación, el Contratista presentará al técnico encargado los catálogos, muestras, etc., que se relacionen en este pliego, según los distintos materiales. No se podrán emplear materiales sin que previamente hayan sido aceptados por la Dirección de Obra. Si el fabricante no reúne la suficiente garantía a juicio del Director de Obra, antes de instalarse comprobará sus características en un laboratorio oficial, en el que se realizarán las pruebas necesarias.

El control previo no constituye su recepción definitiva pudiendo ser rechazados por la Dirección de la Obra aún después de colocados si no cumplen con las condiciones exigibles en el presente Pliego de Condiciones, debiendo ser reemplazados por otros que cumplen con las calidades exigibles y a cargo de la Contrata.

Presencia del Contratista en la obra

El Contratista, por sí mismo o por medio de sus representantes o encargados, estará en la obra durante la jornada legal de trabajo y acompañará a la Dirección Facultativa en las visitas que hará en la obra durante la jornada laboral.

Por sí mismo, o por medio de sus representantes, asistirá a las reuniones de obra que se convoquen, no pudiendo justificar por motivo de ausencia ninguna reclamación a las órdenes cruzadas por la Dirección Facultativa en el transcurso de las reuniones.

Oficina de obra

El Contratista habilitará una oficina de obra en la que existirá una mesa o tablero adecuado para extender y consultar sobre él los planos. En dicha

oficina, tendrá siempre el Contratista una copia autorizada de todos los documentos del proyecto que le hayan sido facilitados por la Dirección Facultativa y el libro de órdenes.

Comienzo de las obras

El Contratista deberá dar comienzo a las obras en el plazo marcado en el Contrato de adjudicación de la obra, de tal modo que la ejecución total se lleve a cabo dentro del plazo exigido por el Contrato.

Obligatoriamente y por escrito, el Contratista deberá dar cuenta a la Dirección Facultativa del comienzo de los trabajos, antes de transcurrir veinticuatro horas de su iniciación.

Plazo de ejecución

Los plazos de ejecución totales y parciales, indicados en el contrato, se empezarán a contar a partir de la fecha de replanteo, que no exceda de 7 días a partir de la fecha de la contrata, y deberán quedar terminadas en el plazo improrrogable de 12 meses, contados a partir de la fecha del acta de replanteo.

El Contratista estará obligado a cumplir con los plazos que se señalen en el contrato para la ejecución de las obras y que serán improrrogables. No obstante, además de lo anteriormente indicado, los plazos podrán ser objeto de modificaciones cuando así resulte, por cambios determinados por el Director de Obra debidos a exigencias de la realización de las obras y siempre que tales cambios influyan realmente en los plazos señalados en el Contrato.

Si por cualquier causa ajena por completo al Contratista no fuera posible empezar los trabajos en la fecha prevista o tuvieran que ser suspendidos una vez empezados, se concederá por el Director Obra la prórroga estrictamente necesaria.

5.8.2. CONDICIONES GENERALES DE EJECUCIÓN DE LOS TRABAJOS

Todos los trabajos se ejecutarán con estricta sujeción al Proyecto que haya servido de base a la Contrata, a las modificaciones del mismo que previamente hayan sido aprobadas y a las órdenes e instrucciones que entregue la Dirección Facultativa al Contratista, siempre que éstas encajen dentro de la cifra a la que ascienden los presupuestos aprobados.

Trabajos defectuosos

El Contratista debe emplear los materiales que cumplan con las condiciones exigidas en las condiciones generales de índole técnico del Pliego de Condiciones en la edificación y realizará todos y cada uno de los trabajos contratados de acuerdo con lo especificado también en dicho documento.

Por ello el Contratista es el único responsable de la ejecución de los trabajos que ha contratado y de las faltas y defectos que en estos puedan existir por su mala ejecución o por la deficiente calidad de los materiales empleados o aparatos colocados.

Cuando la Dirección Facultativa o su representante en la obra advierta fallos o defectos en los trabajos ejecutados, o que los materiales empleados o los aparatos colocados no reúnan las condiciones preceptuadas, podrá ordenar que las partes defectuosas sean demolidas y reconstruidas de acuerdo con lo contratado y todo ello a expensas de la Contrata.

Medidas de seguridad

El Contratista deberá atenerse a las disposiciones vigentes sobre la seguridad e higiene en el trabajo, tanto en lo que se refiere al personal de la obra como a terceros.

Como elemento primordial de seguridad se prescribirá el establecimiento de señalización necesaria, tanto durante el desarrollo de las obras como durante su explotación, haciendo referencia bien a peligros existentes o a las limitaciones de las estructuras.

Se utilizarán, cuando existan, las correspondientes señales establecidas por el Ministerio competente y, en su defecto, por departamentos nacionales u organismos internacionales.

Plazo de garantía

El plazo de garantía será de un año a contar desde la fecha de su recepción provisional. Durante el periodo de garantía, todas las reparaciones derivadas de mala construcción imputables al Contratista serán abonadas por este.

Si el Director de Obra tuviera fundadas razones para creer en la existencia de vicios de construcción en las obras ejecutadas, ordenará efectuar antes de la recepción definitiva, las demoliciones y cambios que crea necesarios para reconocer los trabajos. Los gastos derivados en dichas demoliciones y cambios correrán a cargo del Contratista, siempre que existan tales vicios; en caso contrario, correrán a cargo de la Propiedad.

Recepción definitiva

Pasado el plazo de garantía, si las obras se encuentran en perfecto estado de uso y conservación, de acuerdo con el presente pliego, se darán por recibidas definitivamente.

Una vez recibidas definitivamente, se procederá de inmediato a su liquidación y resolución de la fianza de la que se detraerán las sanciones o cargas que procedan conforme a lo estipulado en el presente pliego.

Casos no previstos en este pliego

El Director de Obra dará las normas a seguir en todo aquello que no quede regulado en este Pliego de Condiciones.

5.8.3. CONDICIONES GENERALES ECONÓMICAS

Comprenderán a las que afecten al coste y pagos de las obras contratadas, al plazo y forma de las entregas, a las finanzas y garantías para el cumplimiento del contrato establecido, a los casos que proceden las mutuas

indemnizaciones y todas las que se relacionen con la obligación contraída por el propietario a satisfacer el importe y la remuneración del trabajo contratado, una vez ejecutadas parcial o totalmente por el contratista y de acuerdo con las condiciones convenidas, las que fueran adjudicadas.

En resumen, el contratista debe percibir el importe de todos los trabajos ejecutados siempre que estos se hayan realizado con arreglo y sujeción al proyecto y condiciones generales y particulares que rijan la construcción contratada.

Garantías

El director del proyecto podrá exigir al Contratista la presentación de referencias bancarias o de otras entidades o personas, al objeto de cerciorarse de si éste reúne todas las condiciones requeridas para el exacto cumplimiento del contrato. Dichas referencias, si le son pedidas, las presentará el Contratista antes de la firma del Contrato.

Fianzas

Si la obra se adjudica por subasta, el depósito para tomar parte de ella se especificará en el anuncio de la misma y su cuantía será de un 3% como mínimo del total del presupuesto de la contrata.

La persona o entidad a quien se haya adjudicado la ejecución de la obra deberá depositar, en el punto y plazo marcados en el anuncio de la subasta, la fianza definitiva de estas y, en su defecto, su importe será del 10% de la cantidad por la que se otorgue la adjudicación de la obra.

Ejecución de los trabajos con cargo a la fianza

Si el Contratista se negara a hacer por su cuenta los trabajos precisos para ultimar la obra en las condiciones contratadas, el Ingeniero, en nombre y representación del Propietario, los ordenará a ejecutar a un tercero, o directamente por Administración, abonando su importe con la fianza depositada, sin perjuicio de las acciones legales a que tenga derecho el Propietario, en el caso de que el importe de la fianza no baste para abonar el

importe de los gastos efectuados en las unidades de obra que no fueran de recibo.

Devolución de la fianza

La fianza será devuelta al Contratista en un plazo que no exceda de 8 días, una vez firmada el acta de recepción definitiva de la obra, siempre que el Contratista haya acreditado al Distrito Municipal en cuyo término se halle emplazada la obra contratada, que no haya reclamación alguna contra aquel por los daños y perjuicios que sean de su cuenta o por deudas de jornales o materiales, ni por indemnizaciones derivadas de accidentes ocurridos en el trabajo.

Importe de indemnización por retraso no justificado

El importe de la indemnización que debe abonar el Contratista, por causa de retraso no justificada, en el plazo de terminación de las obras contratadas, se fijará entre cualquiera de los siguientes:

- Una cantidad fija durante el tiempo del retraso.
- El importe de la suma de perjuicios materiales causados por la imposibilidad de ocupación de la instalación, previamente fijados.
- El abono de un tanto por ciento anual sobre el importe del capital desembolsado a la terminación del plazo fijado y durante el tiempo que dure el retraso.

Precios contradictorios

Si ocurriese algún caso en el que fuera necesario fijar un nuevo precio, se procederá a estudiarlo y convenirlo contradictoriamente.

El Contratista formulará por escrito, bajo su firma, el precio que a su juicio debe aplicarse a la nueva unidad. La Dirección técnica estudiará el que, según su criterio, debe utilizarse.

Si ambos coinciden, se formulará por la Dirección técnica el acta de avenencia, quedando así formalizado el precio contradictorio.

La fijación del precio contradictorio habrá de preceder necesariamente al comienzo de la nueva unidad, puesto que, si por cualquier motivo ya se hubiese comenzado, el Contratista estará obligado a aceptar el que buenamente quiera fijarle la Dirección Facultativa y a concluir a satisfacción de éste.

De los precios así acordados, se levantarán actas que firmarán por triplicado el Director de Obra, el Propietario y el Contratista o los representantes autorizados a estos efectos por estos últimos.

Composición de los precios unitarios

Los precios unitarios se compondrán de la siguiente forma:

- Mano de obra, por categorías dentro de cada oficio, expresando el número de horas intervenidas por cada operario en la ejecución de cada unidad de obra y los jornales horarios correspondientes.
- Materiales, expresando la cantidad que en cada unidad de obra se precise de cada uno de ellos y su precio unitario respectivo en origen.
- Transporte de materiales, desde el punto de origen al pie de trabajo.
- Tanto por ciento de medios auxiliares y de seguridad.
- Tanto por ciento de gastos generales.
- Tanto por ciento de seguros y cargas sociales.
- Tanto por ciento de beneficio industrial del Contratista.

Valoración en el caso de rescisión

A los precios de tasación sin aumento alguno, recibirá el Propietario aquellos de dichos medios auxiliares que señalan en las condiciones de cada contrata o, en su defecto, los que se consideren necesarios para terminar las obras y quiera reservar para sí el Contratista, entendiéndose que no tendrá lugar el abono por este concepto, cuando el importe de los trabajos realizados hasta la rescisión no llegue a los tercios de la obra contratada.

Se abonarán los materiales acopiados al pie de obra si son de recibo y de aplicación para terminar esta, aplicándose a estos materiales los precios que

figuren en el cuadro de precios descompuestos. También se abonarán los materiales acopiados fuera de la obra, siempre que se transporten al pie de ella.

En el caso de rescisión por falta de pago, retraso en el abono o suspensión por plazo superior de un año imputable al Propietario, se concederá al Contratista, además de las cantidades anteriormente expuestas, una indemnización que fijará el Ingeniero, la cual no podrá exceder del 3% del valor de las obras que falten por ejecutar.

En caso de rescisión por alteración de presupuesto o por cualquiera de las causas reseñadas en las condiciones legales, no procederá más que el reintegro al Contratista de los gastos por custodias de fianza, anuncio de subasta y formalización del contrato, sin que pueda reclamar el abono de los útiles destinados a las obras.

En caso de rescisión por falta de cumplimiento en los plazos de obra, no tendrá derecho el Contratista a reclamar ninguna indemnización a las obras, pero sí a que se abonen las ejecutadas, con arreglo a condiciones y los materiales acopiados a pie de obra que sean de recibo.

En general, se dará al Contratista un plazo de tiempo que determinará la Dirección de la Obra, dentro de los límites de 20 y 60 días para poner el material en curso de instalaciones de ser aceptado como obra terminada, teniendo en cuenta que las no finalizadas se liquidarán a los precios elementales que figuren en el presupuesto, así como los recibos de los materiales a pie de obra que reúnan las debidas condiciones.

Formas de abono de las obras

El abono de los trabajos realizados se efectuará por uno de los procedimientos siguientes, convenido por el Ingeniero y el Contratista antes de dar comienzo los trabajos:

- Tipo fijo o a tanto alzado total.
- Tipo fijo o tanto alzado por unidad de obra, cuyo precio invariable se haya fijado de antemano, pudiendo variar el número de unidades ejecutadas.

- Tanto variable por unidad de obra según las condiciones en que se realice y los materiales diversos empleados en su ejecución de acuerdo con las órdenes del Ingeniero.
- Por lista de jornales y recibos de materiales autorizados.
- Por horas de trabajo ejecutado en las condiciones determinadas en el Contrato.

Liquidaciones parciales

Las liquidaciones se harán por certificaciones mensuales y se hallarán multiplicando las unidades resultantes de las mediciones por el precio asignado de cada unidad en el presupuesto. Se añadirá el porcentaje correspondiente al sistema de Contrato, desquitando las rebajas que se obtuvieran en subasta.

Liquidación final

La liquidación general se llevará a cabo una vez terminadas las obras y en ella se hará constar las mediciones y valoraciones de todas las unidades de obra realizadas, las que constituyen modificaciones del proyecto y los documentos y aumentos que se aplicaron en las liquidaciones parciales, siempre y cuando hayan sido previamente aprobadas por la Dirección técnica con sus precios.

Liquidación en caso de rescisión

En este caso, la liquidación se hará mediante un contrato liquidatorio, que se redactará de acuerdo por ambas partes. Incluirá el importe de las unidades de obra realizadas hasta la fecha de la rescisión.

Pagos

Los pagos se efectuarán por el Propietario en los plazos previamente establecidos, y sus importes corresponderán precisamente al de las certificaciones de obras expedidas por el Ingeniero, en virtud de las cuales se verificarán aquellos.

Suspensión o retrasos en el ritmo de los trabajos por retraso en los pagos

En ningún caso podrá el Contratista, alegando retraso en los pagos, suspender trabajos o ejecutarlos a menor ritmo que el que le corresponda, con arreglo al plazo en que deben terminarse.

Demora de los pagos

Si el Propietario no efectuase el pago de las obras ejecutadas, dentro del mes siguiente al que corresponda el plazo convenido, el Contratista tendrá además el derecho de percibir el abono de un 4,5% anual en concepto de tiempo del retraso y sobre el importe de la mencionada certificación.

Si aún transcurrieran dos meses a partir del término de dicho plazo, tendrá derecho el Contratista a la rescisión del Contrato, procediéndose a la ejecución de la liquidación correspondiente de las obras ejecutadas y de los materiales acopiados, siempre que estos reúnan las condiciones preestablecidas y que la cantidad no exceda de la necesaria para la terminación de la obra contratada o adjudicada.

Indemnización de daños causados por fuerza mayor

El Contratista no tendrá derecho a indemnización por causas de pérdidas ocasionadas en la obra, sino en los casos de fuerza mayor. Para los efectos de este artículo, se considerarán como tales casos los que siguen:

- Los incendios causados por electricidad atmosférica. Los producidos por terremotos o los maremotos.
- Los producidos por vientos huracanados, mareas y crecidas de los ríos, superiores a los que sean de prever en el país, y siempre que exista constancia inequívoca de que por el Contratista se tomarán las medidas posibles dentro de sus medios para evitar los daños.

La indemnización se referirá al abono de las unidades de obra ya ejecutadas con materiales acopiados a pie de obra, en ningún caso comprenderá medios auxiliares.

5.8.4. CONDICIONES GENERALES LEGALES

Formalización del Contrato

Los Contratos se formalizarán mediante documentos privados, que podrán elevarse a escritura pública a petición de cualquiera de las partes y con arreglo a las disposiciones vigentes. Este documento contendrá una cláusula en la que se expresa terminantemente que el Contratista se obliga al cumplimiento exacto del Contrato.

El Contratista, antes de firmar la escritura, habrá firmado también su conformidad al pie del Pliego de Condiciones Particulares que ha de regir la obra, en los Planos, y Presupuesto.

Serán de cuenta del Adjudicatario todos los gastos que ocasione la extensión del documento en que se consigne la contrata.

Arbitraje obligatorio

Ambas partes se comprometen a someterse en sus diferencias al arbitraje de amigables componedores, designados uno de ellos por el Propietario, otro por la contrata y tres Ingenieros por el C.O. correspondiente, uno de los cuales será forzosamente el Director de Obra.

Jurisdicción competente

En caso de no haberse llegado a un acuerdo por el anterior procedimiento, ambas partes son obligadas a someterse a la discusión de todas las cuestiones que pueden surgir como derivadas de su Contrato, a las autoridades y tribunales administrativos, con arreglo a la legislación vigente, renunciando al derecho común y al fuero de su domicilio, siendo competente la jurisdicción donde estuviese enclavada la obra.

Responsabilidad en la ejecución de las obras

El Contratista es responsable de la ejecución de las obras en las condiciones establecidas en el Contrato y en los documentos que componen el Proyecto.

Como consecuencia de ello, acudirá obligado a la demolición y reconstrucción de todo lo mal ejecutado, sin que pueda servir de excusa el que la Dirección Facultativa haya examinado o reconocido la construcción durante las obras, ni el que hayan sido abonadas las liquidaciones parciales.

Legislación Social

Habrà de tenerse en cuenta por parte del Contratista la Reglamentación de Trabajo, así como las demás disposiciones que regulan las relaciones entre patronos y obreros, contratación del Seguro Obligatorio, Subsidio Familiar y de Vejez, los Accidentes de Trabajo, Seguridad e Higiene en el Trabajo y demás con carácter social urgentes durante la ejecución de las obras.

Medidas de seguridad

En caso de accidentes ocurridos a los operarios con motivo de ejercicios en los trabajos para la ejecución de las obras, el Contratista se atenderà a lo dispuesto a estos respectos vigentes en la legislación, siendo en todo caso único responsable de su incumplimiento y sin que por ningún concepto pueda quedar afectada la Propiedad, por responsabilidad en cualquier aspecto.

De los accidentes y perjuicios de todo género que, por cumplir el Contratista lo legislado sobre la materia pudiera recaer o sobrevenir, será este el único responsable, o sus representantes en la obra, ya que se considera que en los precios contratados están incluidos todos los gastos precisos para cumplimentar debidamente dichas disposiciones legales.

El Contratista está obligado a adoptar todas las medidas de seguridad que las disposiciones vigentes perpetúen para evitar en lo posible accidentes a los obreros y a los andantes, no sólo en los andamios, sino en todos los lugares peligrosos de la obra. Se exigirá con especial atención la observación de lo regulado por la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo (OGSHT).

Permisos y Licencias

El adjudicatario estará obligado a tener todos los permisos y licencias para la ejecución de las obras y posterior puesta en servicio, y deberá abonar todas las cargas, tasas e impuestos derivados de la obtención de dichos permisos.

Daños a terceros

El Contratista será responsable de todos los accidentes que por inexperiencia o descuido sobreviniese en la edificación donde se efectúan las obras.

Por lo tanto, se hará cargo del abono de las indemnizaciones a quien corresponde y, cuando ello tuviera lugar, de todos los daños y perjuicios que puedan causarse en las operaciones de ejecución de las obras.

Seguro de la obra

El Contratista estará obligado a asegurar la obra contratada durante el tiempo que dure su ejecución hasta la recepción definitiva. La cuantía del seguro coincidirá en cada momento con el valor que tengan por contrata los objetos asegurados.

El importe abonado por la sociedad aseguradora se ingresará en cuenta a nombre del Propietario, para que, con cargo a él, se abone la obra que se construye a medida que esta se vaya realizando. El reintegro de dicha cantidad al Contratista se efectuará por certificaciones, como el resto de los trabajos.

Copia de documentos

El Contratista tiene derecho a sacar copias a su costa de los planos, presupuesto y pliego de condiciones y demás documentos del proyecto.

Subcontratas

El Contratista puede subcontratar una parte o la totalidad de la obra a otra u otras empresas, administradores, constructores, instaladores, etc., no eximiéndose por ello de su responsabilidad con la Propiedad. El Contratista

será el único responsable de la totalidad de la obra, tanto desde el punto de vista legal como económico, reconociéndose como el único interlocutor válido para la Dirección Técnica.

Pagos de arbitrios

El pago de impuestos y arbitrios, en general, municipales o de otro régimen sobre vallas, alumbrado, etc., cuyo abono debe hacerse al tiempo de ejecución de las obras y por conceptos inherentes a los propios trabajos que se realizan, correrán a cargo del Contratista, siempre que en las condiciones particulares del Proyecto no se estipule lo contrario. No obstante, al Contratista le deberá ser reintegrado el importe de todos aquellos conceptos que la Dirección Facultativa considere justo hacerlo.

Causas de rescisión del contrato

Se consideran causas suficientes de rescisión de Contrato las que a continuación se señalan:

- La muerte o incapacidad del Contratista.
- La quiebra del Contratista.
- La modificación del Proyecto en forma tal que representan alteraciones fundamentales del mismo a juicio de la Dirección Facultativa.
- La modificación de las unidades de obra será, más o menos del 40% como mínimo de alguna de las unidades que figuren en las modificaciones del Proyecto.
- La suspensión de la obra comenzada y, en todo caso, siempre que por causas ajenas a la contrata no se dé comienzo de la obra adjudicada dentro del plazo de tres meses a partir de la adjudicación, la devolución de la fianza será automática.
- La suspensión de la obra comenzada, siempre que el plazo de suspensión haya excedido de un año.
- El no dar comienzo de la contrata a los trabajos dentro de los plazos señalados en las condiciones particulares del Proyecto.
- Incumplimiento de las condiciones del Contrato cuando implique

descuido o mala fe de la ejecución de los trabajos.

- El abonado de la obra sin causa justificada.
- La terminación del plazo de ejecución de la obra sin haberse llegado a ésta.

Quedará rescindido el contrato por incumplimiento del Contratista de las condiciones estipuladas en este Pliego perdiendo en este caso la fianza, y quedando sin derecho a reclamación alguna.

5.9. CONDICIONES TÉCNICAS PARTICULARES

En este punto se detallan las características técnicas de los materiales, instalaciones y equipos a emplear, y los medios de ejecución de las obras, además se redactarán las normas de seguridad en el desarrollo de los trabajos y los métodos de medición y valoración a seguir; para cada uno de los capítulos que conforman la ejecución al completo del Proyecto.

5.9.1. COMIENZO DE LA INSTALACIÓN

1) Excavaciones.

Las excavaciones a realizar son:

- Excavaciones para cimientos de la grúa de columna fija.

Si del reconocimiento del terreno practicado al efectuar las excavaciones, resultase necesidad o conveniencia de variar el sistema de cimentación previsto para la instalación, se reformará el Proyecto, suspendido mientras tanto los trabajos que fueran necesarios.

2) Vaciado de tierras.

El Contratista ejecutará las excavaciones según el trazado y profundidad que se determina en los planos. Los productos del vaciado se verterán en los lugares que a tal fin designe el Director de Obra.

Cuando al excavar se encuentre cualquier anomalía no prevista, con variación de los estratos y/o de sus características, cursos de aguas subterráneas, restos de construcciones, valores arqueológicos, se parará la obra al menos en ese tajo, y se comunicará a la Dirección.

La zona de trabajo estará rodeada de una valla de altura no menor de 2 m.

3) Hormigón

Para su ejecución se tendrán en cuenta las prescripciones de la Instrucción para el Proyecto y Ejecución de obras de Hormigón en Masa y Armado EHE. A los distintos hormigones que se empleen o puedan emplearse se les exigirá como mínimo las resistencias características a compresión a los 28 días.

Los hormigones serán objeto de ensayos de control a nivel reducido según la EHE y cuya frecuencia será fijada por la Dirección Técnica. Si los ensayos de probetas efectuados en laboratorio oficial aconsejan el reajuste de la dosificación, el Contratista está obligado a aceptar tal modificación, alterando los precios del hormigón sólo en lo que a partidas de cemento y áridos se refiere.

4) Medición y valoración del hormigón.

Se abonará por metro cúbico al precio asignado en el Presupuesto que comprende todos los materiales necesarios, así como de medios auxiliares para su ejecución y puesta en obra, encofrado, maestrado y cuantos elementos y labores se precisen para el acabado del hormigón según las condiciones reseñadas en el presente Pliego.

Sólo se abonará el hormigón realmente colocado para lo cual se medirá la rentabilidad de cada amasado y el volumen así deducido se multiplicará por el número de masa; cada masa se controlará con los medios adecuados para asegurar que su composición es constante.

Los aceros usados para armar hormigones que necesiten la realización

de ensayos se atenderán:

- UNE 36088 (para barras corrugadas).
- UNE 7262 (para diagramas tensión- deformación).
- Anejo 5, cap. I y II de la norma EHE (adherencia en las barras corrugadas).
- EHE en los artículos dedicados al límite elástico, doblado y desdoblado de aceros y corrosión de las armaduras.

5.9.2. OBRA DE MADERA

Las dimensiones de las piezas necesarias para la construcción de obras provistas o auxiliares, así como su disposición o fijación técnica de las obras de carpintería, serán ejecutadas con la mayor perfección, presentando los embalajes bien ajustados y las molduras terminadas, debiendo quedar repasadas con papel de lija o llevadas al lugar de empleo sin imprimir.

5.9.3. ARMADURAS

La cuantía y disposición de las armaduras de los diferentes elementos de la cimentación será la que nos dé el cálculo, y que viene reflejada en la Documentación Técnica.

Las armaduras se doblarán en frío y a velocidad moderada, por medios mecánicos, no admitiéndose aceros endurecidos por deformación en frío o sometidos a tratamientos térmicos especiales.

Las características geométricas y mecánicas de las armaduras serán las que se citan en el anexo correspondiente.

Protección de las armaduras.

- Las armaduras de las zapatas se colocarán sobre el hormigón de limpieza y separándose 10 cm de los laterales del pozo de cimentación.
- Las armaduras se colocarán limpias, exentas de óxido, grasa o cualquier

otra sustancia perjudicial, así como también estarán exentas de defectos superficiales, grietas ni sopladuras. Se dispondrán de acuerdo con las indicaciones del Proyecto, sujetas entre sí y al encofrado de manera que puedan experimentar movimientos durante el vertido y compactación del hormigón, y permitan a éste envolverlas sin dejar coqueras.

- Las armaduras se doblarán ajustándose a los planos del Proyecto, cumpliéndose las prescripciones de la EHE.

5.9.4. ESTRUCTURA DE ACERO

El Contratista podrá subcontratar con la aprobación del director de obras, la ejecución y montaje de la estructura metálica de la grúa que reúne los requisitos que establezca la legislación y las condiciones establecidas por el Ministerio de Industria.

En la ejecución de la estructura de acero se aplicará el CTE DB-SE en todo lo referente a la ejecución de uniones soldadas, ejecución en taller y montaje en obra.

El soldeo se realizará por cualquiera de los procedimientos expresados en dicha Norma, debiendo presentar el Constructor, si el Director de Obra lo requiere, una memoria de soldeo en la que detalle las técnicas operativas a utilizar dentro del procedimientos elegido.

El Director de Obras podrá siempre que lo desee, directamente o por delegación, comprobar en el taller el cumplimiento de la mencionada norma, y durante el montaje en obra a vigilar su cumplimiento.

Las tolerancias en las dimensiones, forma y peso para la ejecución y montaje de la estructura, serán las establecidas en el CTE DB-SE.

1) Estructuras metálicas:

El acero para la estructura metálica se abonará al precio que para el kg de acero de las distintas clases de perfiles se asigna en el Presupuesto,

considerándose incluso en dicho precio los costes de la adquisición, trabajos de taller, montaje, colocación en obra y pintura de resina o polimerizado, excepto las partes embebidas en hormigón que irán sin pintar.

El peso se deducirá siempre que sea posible de los pesos unitarios dados en el catálogo de perfiles y de las dimensiones correspondientes medidas en los Planos del Proyecto o en los facilitados por el director de las Obras durante su ejecución y debidamente comprobado en las obras realizadas ya. En otro caso se determinará el peso efectivo, debiendo dar el Contratista su conformidad con las cifras obtenidas antes de su colocación definitiva en obra, de las piezas y estructuras metálicas. También comprende el precio, la soldadura a realizar durante el montaje.

2) Protección de la estructura.

La estructura estará protegida tal como viene definido en la memoria del proyecto. Antes del pintado se presentará al Director Obra muestras de pintura y se pintarán para juzgar el color y acabado, quien dará su aprobación.

5.10. CONDICIONES ESPECÍFICAS DE LA INSTALACIÓN

1) Generalidades

El proyecto y la construcción de la grúa debe adaptarse a las Normas españolas y europeas vigentes.

2) Estructura

Se recomienda la construcción en chapa llena soldada. El gálibo mínimo en altura será de 7 m, y la distancia mínima entre el pie de la columna y el borde del muelle será de 1,50 m.

3) Parte giratoria

Se establecerá el gálibo de giro correspondiente, que como mínimo alcanzará el borde del muelle.

4) Pluma

Se construirá de chapa llena con uniones de soldadura. Habrá de cuidarse del fácil acceso a todos los elementos, para su inspección y engrase.

5) Variación de radio

Procedimiento de libre oferta, pero con desplazamiento horizontal de la carga y compensación del peso propio de la pluma para cualquier posición de la grúa.

6) Mando de control

Visibilidad total y perfecta. Se podrá observar en cualquier momento la parte extrema de la pluma desde la base de la columna.

7) Mecanismo de elevación

Las velocidades se fijarán según normas y el rendimiento normal de los motores a su plena utilización. Recorridos totales del gancho, a fijar según el caso, así como la altura de elevación máxima y mínima. Se prefiere en la construcción emplear mecanismos y elementos comerciales, como ruedas de engranaje, polipasto, motores, etc. Las características del cable se adaptarán según cada caso. Se instalarán limitadores de fin de carrera, con mecanismo de husillo o engranaje.

8) Mecanismo de giro

Se recomienda su construcción en bloque. Se admiten sobre la parte fija de la grúa coronas de rodillos como elementos de soporte de la parte giratoria. Cuando estas coronas son de pequeño diámetro se prefiere, sin embargo, coronas dentadas con dientes fresados.

9) Mecanismo de variación de radio

Se recomienda el uso de un polipasto comercial que cumpla con esta necesidad. El polipasto debe estar bien protegido de los agentes atmosféricos. Se admiten soluciones hidráulicas para este mecanismo. Hay que disponer limitadores de fin de carrera, accesibles y de seguro automatismo. En la parte inferior de la pluma debe existir una escala graduada, que señale simultáneamente el alcance y su correspondiente carga admisible.

10) Tensión y clase de corriente

Alimentación trifásica de 380-400 V.

11) Motores

Emplear motores comerciales de alta capacidad. Utilizar, siempre que sea posible, los mismos tipos de motores para variación y giro.

12) Frenos

Se prefiere el tipo de motor con freno incorporado para la operación de giro y previsto para estas características de trabajo.

13) Cuadro de mandos.

Debe de componerse de:

- Un interruptor general de corriente para toda la grúa.
- Un interruptor principal (cuya conexión sólo sea posible con la puesta a cero de todos los combinadores), con interruptores secundarios para cada uno de los movimientos. Este interruptor podrá ser accionado en caso de peligro desde el pie de la grúa.
- Elementos de protección de sobrecargas para cada uno de los motores.
- Red de alumbrado exterior, independiente del interruptor principal.
- Aparatos de medida si fueran necesarios.

14) Conducción de corriente

Suficientemente protegida y libre de contactos con las partes metálicas adyacentes.

15) Instalación eléctrica

Cables del tipo indicado en las prescripciones para instalación eléctrica dedicada, libres de posibles contactos y del ataque de los agentes atmosféricos.

16) Toma de tierra

Todos los elementos de la grúa serán puestos a tierra a través de la masa de la grúa.

17) Pintura.

Todas las partes metálicas de la grúa se protegerán con una base antioxidante dada sobre la superficie limpia y dos manos de pintura.

18) Prescripciones sobre el material

Deberán corresponder a las Normas españolas y europeas en cuanto a su composición y resistencias.

19) Recepción de la grúa

Ha de comprobarse:

- La capacidad de la grúa.
- Las velocidades de trabajo.
- Seguridad estática de la grúa.
- Situación en cuanto a las prescripciones contra accidentes.
- Ejecución y montaje. Las pruebas deben realizarse: con carga nominal, midiendo las velocidades; con sobrecarga y todos los movimientos posibles, midiendo sus velocidades; con sobrecarga y para el radio máximo, probando la estabilidad. La tolerancia en las velocidades será de $\pm 5\%$.

20) Repuestos y útiles

Se especificarán en cada caso.

21) Planos de suministro

22) Todos los correspondientes a las piezas de montaje de la grúa y sus grupos

5.11. SEGURIDAD Y SALUD EN LA INSTALACIÓN

Se redacta el siguiente pliego para definir las calidades y características técnicas de los materiales a utilizar en la obra en lo dispuesto en el estudio de seguridad e higiene, normativa básica de obligado cumplimiento, obligaciones del empresario, etc.

Para tal fin se estructura el pliego en los siguientes apartados:

- Condiciones técnicas
- Condiciones facultativas
- Condiciones económicas

1) Condiciones técnicas

En aplicación del Estudio de Seguridad e Higiene en el Trabajo, el contratista o constructor principal de la obra quedará obligado a elaborar un Plan de Seguridad e Higiene en el que analice, estudie, desarrolle y complemente en función de su propio sistema de ejecución, las obras y las previsiones contenidas en el citado estudio.

El Plan de Seguridad e Higiene debe ser presentado antes del inicio de la obra a la Dirección Técnica encargada de su aprobación y seguimiento. Una copia de dicho plan a efectos de su conocimiento y seguimiento debe ser entregada al vigilante de seguridad, y en su defecto, a los representantes de los trabajadores del centro de trabajo,

quienes podrán presentar por escrito y de forma razonada las sugerencias y alternativas que se estimen oportunas.

2) Protecciones personales

Todo elemento de protección personal se ajustará a las Normas de Homologación pertinentes, siempre que existan en el mercado, y si no, se tendrán en cuenta las consideraciones antes aludidas.

Los medios de protección personal, simultáneos con los colectivos, serán de empleo obligado, siempre que se precisen para eliminar o reducir los riesgos profesionales.

La protección personal, no dispensa en ningún caso de la obligación de emplear los medios preventivos de carácter general, conforme a lo dispuesto por la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo.

Todas las prendas homologadas deberán llevar el sello reglamentario.

La sensibilidad mínima de los interruptores diferenciales será para alumbrado de 30 mA y para fuerza de 300 mA.

La resistencia de la toma de tierra no será superior a la que garantice de acuerdo con la sensibilidad del interruptor diferencial, una tensión máxima de contacto de 24 V.

En cuanto a extintores de incendios serán adecuados al agente extintor y tamaño al tipo de incendio previsible, y se revisarán periódicamente.

3) Partes de accidentes y deficiencias.

Respetándose cualquier modelo normalizado que pudiera ser uso normal en la práctica del contratista; los partes y deficiencias observadas recogerán una serie de apartados que figuran en dichos partes de tal modo que quedo todo perfectamente documentado.

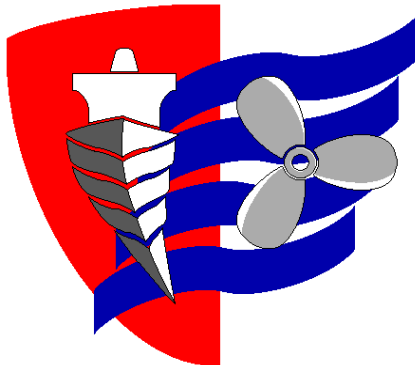
4) Seguro de responsabilidad civil y todo riesgo de construcción y montaje

Será preceptivo en la obra, que los técnicos responsables dispongan de cobertura en materia de responsabilidad civil profesional; asimismo el contratista debe disponer de cobertura de responsabilidad civil en el ejercicio de su actividad industrial, cubriendo el riesgo inherente a su actividad como constructor por los daños a terceras personas de los que puede resultar responsabilidad civil extracontractual a su cargo, por hechos nacidos de culpa o negligencia; imputables al mismo a las personas de las que debe responder; se entiende que esta responsabilidad civil debe quedar ampliada al campo de la responsabilidad civil patronal.

El contratista viene obligado a la contratación de un Seguro en la modalidad de todo riesgo a la construcción durante el plazo de ejecución de la obra con ampliación a un período de mantenimiento de un año, contando a partir de la fecha de terminación definitiva de la obra.

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

PROYECTO DE GRÚA PARA IZAR BARCOS DEPORTIVOS

(Crane project to hoist sports boats)

Para acceder al Título de Grado en

INGENIERÍA MARÍTIMA

6. Estado de las mediciones

Autor: Alejandro Soria Durán

Director: Fernando Fadón Salazar

Septiembre - 2018

6. INDICE

6.1. ESTADO DE LAS MEDICIONES.....	3
6.1.1. DISEÑO DEL PROYECTO, ESTRUCTURA PRINCIPAL Y PINTURA ...	3
6.1.2. PIEZAS FABRICADAS, COMPONENTES COMERCIALES Y MANO DE OBRA.....	4
6.1.3. MONTAJE E INSTALACIÓN, TRANSPORTE Y GRÚAS.....	5

6.1. ESTADO DE LAS MEDICIONES

6.1.1. DISEÑO DEL PROYECTO, ESTRUCTURA PRINCIPAL Y PINTURA

Estado de las mediciones

Diseño del proyecto

Actividad	Horas
Diseño	250
Delineación	100
Gestión y planificación	120

Estructura principal

Elemento	Unidades	Peso (kg)	Horas
Pluma	1	5570	90
Columna	1	3653	60

Pintura

Elemento	Unidades (capas)
Decapado mediante chorro de arena SA 2 1/1 y limpieza con aire a presión de toda la estructura	1
Capa de 60 micras de imprimación epoxi curada con poliamida, de dos componentes, Hempadur Zinc Premier 15360	1
Capa intermedia de 120 micras de pintura epoxy de capa gruesa, de dos componentes, curada con poliamida, Hempadur Hi-Build 45200	1
Capa de acabado de 45 micras de esmalte de poliuretano brillante de dos componentes a base de isocianato alifático, Hempel's Polynamel 55100	1
Galvanizado en caliente por inmersión de la estructura	1

6.1.2. PIEZAS FABRICADAS, COMPONENTES COMERCIALES Y MANO DE OBRA

Piezas fabricadas

Elemento	Unidades	Peso (kg)
Soporte eje	1	17
Engranaje	1	20
Eje de giro	1	3
Placa anclaje	1	810
Pernos anclaje	12	1500
Carril de rodadura	2	148
Protector meteorológico	1	3

Componentes comerciales

Elemento	Unidades	Peso (kg)
Motor de giro	1	120
Reductor	1	10
Corona giratoria	1	172
Polipasto	1	700
Topes carrera	4	2
Acoplamiento	1	1,5
Otros:		
Tornillería	1	
Material eléctrico	1	
Ferretería	1	

Mano de obra

Descripción	Horas empleadas
Soldadura	16,5
Torneado	5,2
Fresado	2,3
Mecanizado	4
Taladrado	3,1

6.1.3. MONTAJE E INSTALACIÓN, TRANSPORTE Y GRÚAS

Montaje e instalación estructura

Descripción	Horas empleadas
Montaje estructura	25
Montaje elementos	40

Transporte

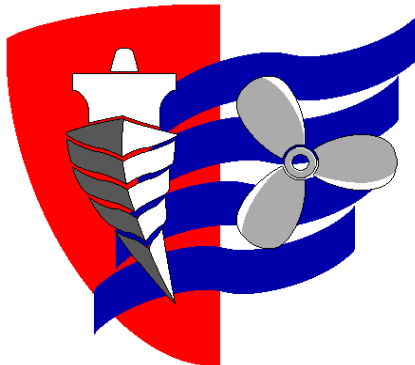
Descripción	Horas empleadas
Estructura metálica en transporte a lugar de obra	20
Transporte de componentes	6

Grúas

Descripción	Horas empleadas
Estructura	20
Componentes	16

ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE NÁUTICA

UNIVERSIDAD DE CANTABRIA



Trabajo Fin de Grado

PROYECTO DE GRÚA PARA IZAR BARCOS DEPORTIVOS

(Crane project to hoist sports boats)

Para acceder al Título de Grado en

INGENIERÍA MARÍTIMA

7. Presupuesto

Autor: Alejandro Soria Durán

Director: Fernando Fadón Salazar

Septiembre - 2018

7. INDICE

7.1. EVALUACIÓN ECONÓMICA.....	3
7.1.1. COSTE DE DISEÑO	3
7.1.2. COSTE DE MATERIALES Y ELEMENTOS.....	3
7.1.3. COSTE DE FABRICACIÓN Y MONTAJE.....	6
7.1.4. COSTE DE TRANSPORTE Y MANIPULACIÓN.....	6
7.1.5. COSTE DE TOTAL	7

7.1. EVALUACIÓN ECONÓMICA

Desglosaremos el presupuesto de la instalación en varios conceptos:

- Los derivados del diseño y delineación del proyecto.
- Los relacionados con el coste de los materiales y elementos necesarios para la construcción de la grúa de columna fija.
- Los costes de fabricación y montaje de la grúa.
- Todos los que implican el transporte y manipulación de los elementos y administración del proyecto.

El coste de la ejecución de la cimentación corre a cargo del cliente. Solo se le hace el estudio de dimensionamiento de la misma.

7.1.1. COSTE DE DISEÑO

Coste presupuestado de trabajos de oficina técnica, diseño y gestión de proyectos.

Actividad	Horas	Precio (€/h)	Coste (€)
Diseño	250	50	12500,00
Delineación	100	35	3500,00
Gestión y planificación	120	45	5400,00
Total	470		21400,00
Iva (21%)			4494,00
TOTAL (IVA Incluido)			25894,00

7.1.2. COSTE DE MATERIALES Y ELEMENTOS

Coste presupuestado para el acero, como materia prima, de la estructura y los elementos comerciales que forman parte de ella.

Costes de estructura Principal

Elemento	Peso (kg)	Coste(€/kg) Iva incluido	Precio (€/h)
Pluma	5570	2,5	13925,00
Columna	3653	3	10959,00
TOTAL (IVA Incluido)			24884,00

Coste de Pintura

Elemento	Capas	Precio (€/h)
Decapado mediante chorro de arena SA 2 1/1 y limpieza con aire a presión de toda la estructura	1	60,25
Capa de 60 micras de imprimación epoxi curada con poliamida, de dos componentes, Hempadur Zinc Premier 15360	1	80,65
Capa intermedia de 120 micras de pintura epoxy de capa gruesa, de dos componentes, curada con poliamida, Hempadur Hi-Build 45200	2	177,50
Capa de acabado de 45 micras de esmalte de poliuretano brillante de dos componentes a base de isocianato alifático, Hempel's Polynamel 55100	2	57,25
Galvanizado en caliente por inmersión de la estructura	1	2500,00
TOTAL (IVA Incluido)		3479,54

Coste de Piezas Fabricadas

Elemento	Unidades	Coste(€/h) Iva incluido	Precio (€/h)
Soporte eje	1	510	510,00
Engranajes	1	2670	2670,00
Piezas mecanismos	1	1620	1620,00
Eje de giro	1	350	350,00
Armadura	32	15	480,00
Placa anclaje	1	232	232,00
Pernos anclaje	12	24	288,00
Carril de rodadura	2	87,5	175,00
Protector meteorológico	1	4	4,00
TOTAL (IVA Incluido)			6329,00

Coste componentes Comerciales

Elemento	Unidades	Coste(€/h) Iva incluido	Precio (€/h)
Motor de giro	1	720	720,00
Reductor	1	1052	1052,00
Corona giratoria	1	3805	3805,00
Polipasto	1	6100	6100,00
Topes carrera	4	72	288,00
Acoplamiento	1	710	710,00
Otros:			
Tornillería			360,00
Material eléctrico			554,00
Ferretería			634,00
TOTAL (IVA Incluido)			14223,00

Costes Totales de Materiales y Elementos

Concepto	Precio (€/h)
Costes de estructura principal	24884
Costes de pintura	3479,54
Costes de piezas fabricadas	6329
Costes de componentes comerciales	14223
TOTAL (IVA Incluido)	48915,54

Coste total de la materia prima	48.915,54 €
--	--------------------

7.1.3. COSTE DE FABRICACIÓN Y MONTAJE

Coste presupuestado para los trabajos de fabricación en taller de las piezas de la estructura y los trabajos de montaje de todos los elementos en su lugar de emplazamiento.

Costes de Fabricación y Montaje

Elemento	Horas	Precio (€/h)	Precio (€)
Pluma	100	37	3700,00
Columna	60	30	1800,00
Placa anclaje	20	30	600,00
Accesorios	45	35	1575,00
Cimentación:			
Hormigón	45	46	2070,00
Montaje e instalación:			
Montaje estructural	25	32	800,00
Montaje elementos	40	35	1400,00
TOTAL (IVA Incluido)			11945,00

7.1.4. COSTE DE TRANSPORTE Y MANIPULACIÓN

Coste presupuestado para el transporte y manipulación de los elementos. Se prevé el uso de una grúa de grandes dimensiones para emplazar los elementos de la estructura en su emplazamiento.

Costes de Transporte y Manipulación

Elemento	Horas	Precio (€/h)	Precio (€)
Transporte			
Estructura	20	190	3800,00
Componentes	6	75	450,00
Grúas			
Estructura	22	255	5610,00
Componentes	15	52	780,00
TOTAL (IVA Incluido)			10640,00

Costes de Mano de Obra

Actividad	Horas	Precio (€)
Soldadura	18	1320
Torneado	5,5	115
Fresado	2,6	32
Mecanizado	4	77
Taladrado	3	30
TOTAL (IVA Incluido)		1574

Costes de Mano de Obra Directa (M.O.D)

Concepto	Precio (€)
Coste de diseño	25894
Coste de fabricación y montaje	11945
Costes de transporte y manipulación	10640
TOTAL (IVA Incluido)	48479

Coste total de la mano de obra directa (M.O.D.)	48.479 €
--	-----------------

7.1.5. COSTE DE TOTAL

Solo resta contar con los gastos de administración y gestión del proyecto.

Coste final

Concepto	Precio (€)
Costes Materia Prima	
Costes de materiales y elementos	48.915,54 €
Costes M.O.D.	
Costes de fabricación y montaje	11.945,00 €
Costes de transporte y manipulación	10.640,00 €
Diseño, gestión y dirección de proyecto	25.894,00 €
TOTAL (IVA Incluido)	97.394,54 €
Gastos generales 13%	12.661,29 €
Beneficios industriales 15%	14.609,18 €
Presupuesto total del proyecto	124.665,01 €

Resumen de presupuestos

COSTE TOTAL DE LA MATERIA PRIMA 48.915,54 €

COSTE TOTAL DE MANO DE OBRA DIRECTA 48.479,00 €

EL PRESUPUESTO DE EJECUCION DE MATERIAL ES DE 93.394,54 €

GASTOS GENERALES 13% 12.661,29 €

BENEFICIOS DEL 15% 14.609,18 €

EL PRESUPUESTO DE EJECUCIÓN POR CONTRATA ES DE 124.665,01 €

El presente proyecto tiene un presupuesto de ejecución por contrata que asciende a la cantidad de CIENTO VEINTICUATRO MIL SEISCIENTOS SESENTA Y CINCO Y UN CÉNTIMO (124.665,01 €)

SANTANDER, 1 DE SEPTIEMBRE DE 2018

(FIRMA)

Alejandro Soria Durán

AVISO:

Este documento es el resultado del Trabajo Fin de Grado de un alumno, siendo su autor responsable de su contenido.

Se trata por tanto de un trabajo académico que puede contener errores detectados por el tribunal y que pueden no haber sido corregidos por el autor en la presente edición.

Debido a dicha orientación académica no debe hacerse un uso profesional de su contenido.

Este tipo de trabajos, junto con su defensa, pueden haber obtenido una nota que oscila entre 5 y 10 puntos, por lo que la calidad y el número de errores que puedan contener difieren en gran medida entre unos trabajos y otros.

La Universidad de Cantabria, la Escuela Técnica Superior de Náutica, los miembros del Tribunal de Trabajos Fin de Grado, así como el profesor tutor/director no son responsables del contenido último de este Trabajo.”